



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Departamento de Ingeniería Mecánica

LICENCIATURA EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO Y ANALISIS ESTÁTICO DE UN BOGIE Y21 Ccs. ESTUDIO
PRELIMINAR DEL RESPIRO DE FISURAS SOBRE LOS EJES.**

Autor: Adrián Sanz Moreno

Tutora: Cristina Castejón Sisamón

Octubre 2015

1. Motivación y objetivo del proyecto	4
2. Introducción.....	6
2.1. Introducción teórica.....	6
2.2. Introducción a los sistemas ferroviarios.....	30
2.3. Partes del bogie.....	33
2.4. Ejemplo real de bogie Y21 Cse.....	42
3. Software empleado.....	45
3.1. ProEngineer 10.1v.....	45
4. Diseño y montaje.....	46
4.1. Diseño.....	46
4.2. Montaje.....	49
5. Análisis estático.....	52
6. Conclusiones.....	77
7. Anexos.....	80
8. Referencias y bibliografía.....	85

Agradecimientos:

Antes de comenzar con la memoria de este proyecto, quisiera agradecer y reconocer el esfuerzo de aquellas personas que me han ayudado de manera activa a la finalización de este proyecto, así como a finalizar con éxito todas las asignaturas de la carrera, aportándome los medios y el apoyo, la motivación y la comprensión necesaria en todo momento.

A mi tutora Cristina Castejón Sisamón quien me ha guiado a lo largo de todo el proyecto, estando siempre a mi disposición para resolver cualquier duda, aportándome las pautas y consejos necesarios para su culminación.

Al Departamento de Mecánica de la Universidad Carlos III que me ha facilitado el software PTC CREO y la licencia de uso a nivel educativo.

A mi familia, mi chica y amigos que me han “soportado” a lo largo de todo el tiempo que ha durado el proyecto y sobre todo la carrera.

1. Motivación y objetivo del proyecto:

La motivación principal de este proyecto es la de realizar un análisis por medio de simulación de un boggie sobre el que se están realizando diferentes ensayos reales. En dicha simulación se repetirá uno de los ensayos correspondiente al estudio del sistema ante fisura en el eje aplicado los mismos tamaños de fisuras y las mismas cargas que en el ensayo real. Con ello se pretende validar dicho modelo.

El objetivo de este proyecto es el diseño de las piezas, el modelado de los conjuntos, el ensamblado de todas las piezas diseñadas y el estudio del comportamiento del bogie Y21 Ccs, ante diferentes condiciones de un eje (sin fisuras y con fisuras superficiales en el centro del eje).

Este proyecto se disgrega en varios objetivos secundarios: modelado de todos los componentes del bogie, puesta en común de todas las partes y estudios de comportamiento sin fisura y con fisura en el centro del eje, con diferentes profundidades y a diferentes cargas. Se demostrará, también, que las piezas se diseñan para vida infinita para asegurar la integridad y funcionamiento, observando en las simulaciones un número de ciclos infinito, pudiendo afirmar que “nunca romperá”, demostrando que no en vano se ha venido utilizando este modelo de bogie durante más de 50 años solo lamentando roturas mínimas.

Se cumplirán los objetivos de este proyecto con la realización final de los pertinentes ensayos estáticos para conocer e interpretar los resultados.

Por último se procederá a analizar el respiro que sufre la fisura, en todas sus profundidades, y conocer la separación total de las caras de esta.

A continuación se muestra un diagrama de flujo que resume las diferentes etapas desarrolladas en este proyecto fin de carrera, lo que se ha necesitado hacer y la consecución de este proyecto, el “road book” a seguir en este proyecto.

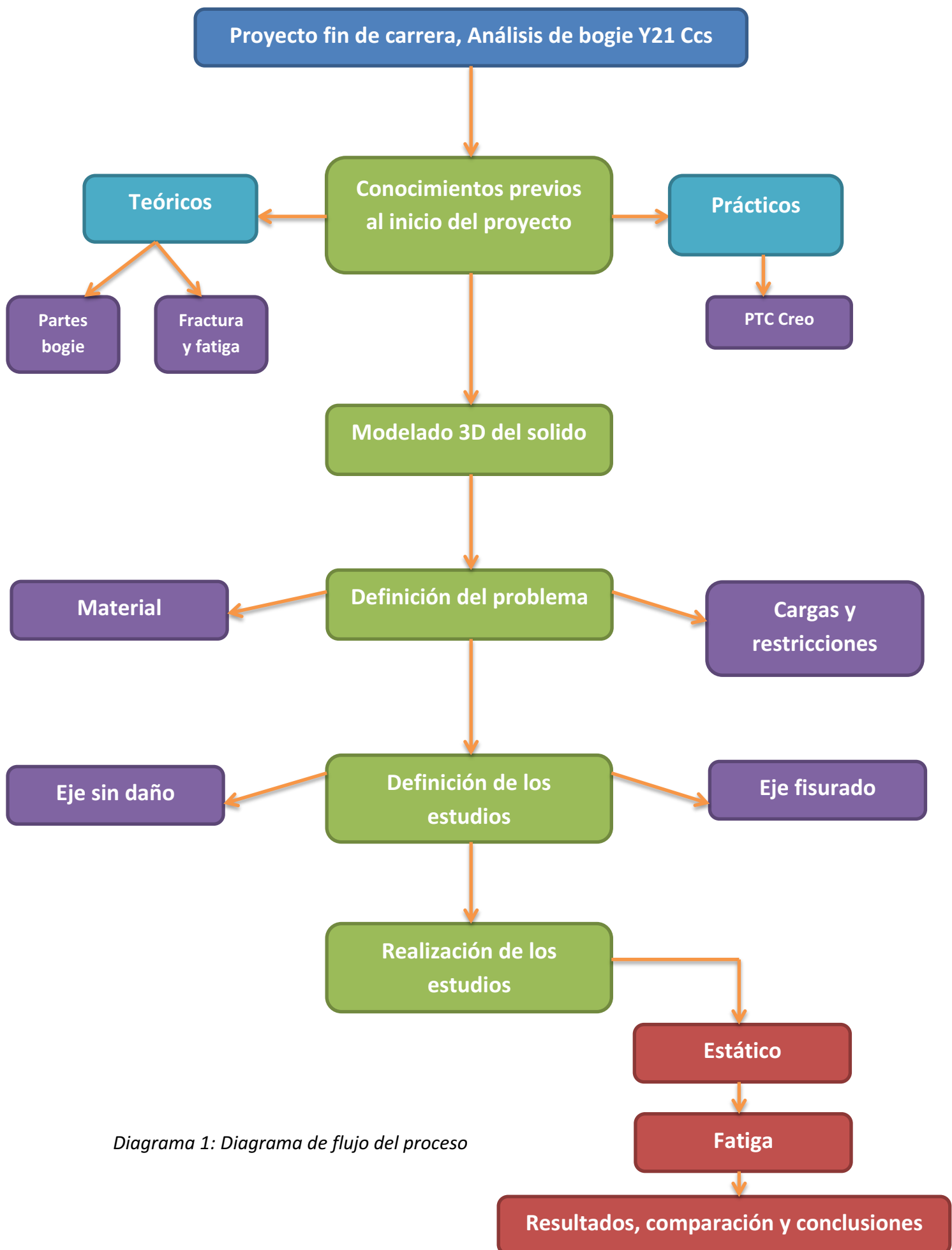


Diagrama 1: Diagrama de flujo del proceso

2. Introducción

2.1. Introducción teórica

2.1.1. Fractura:

2.1.1.1. Fundamentos de la fractura:

La fractura de materiales en el campo de los ferrocarriles, al igual que en cualquier ámbito de la ingeniería es un hecho indeseable por varias razones que incluyen: e la seguridad de vidas humanas, pérdidas económicas, y la interferencia con la disponibilidad de productos y servicios. Aun cuando las causas de la fractura y el comportamiento de materiales pueden ser conocidos, la prevención de fracturas puede ser difícil de garantizar. Los motivos más usuales de ello son la selección de materiales, procesado y diseños inadecuados de los componentes o su mal manejo.

La definición de fractura simple es la separación de un cuerpo en dos o más trozos como respuesta a una tensión que puede ser estática y a temperaturas que son bajas en relación a la temperatura de fusión del material. Las tensiones aplicadas pueden ser de tracción, compresión, de corte o torsionales.

Los factores que con más frecuencia se encuentran como generadores de fallo o como reductores del tiempo de servicio de los componentes se deben fundamentalmente a diseños defectuosos y a elecciones incorrectas de los materiales, además de los efectos que producen procesos de fabricación inadecuados, tratamientos deficientes, montajes imperfectos o condiciones de servicio diferentes a las proyectadas.

2.1.1.2. Tipos de fractura:

En los materiales ingenieriles se estudian básicamente dos tipos de fractura: frágil y dúctil. Esta clasificación está basada en la capacidad del material para experimentar deformación plástica, como se puede apreciar en la Figura 1.

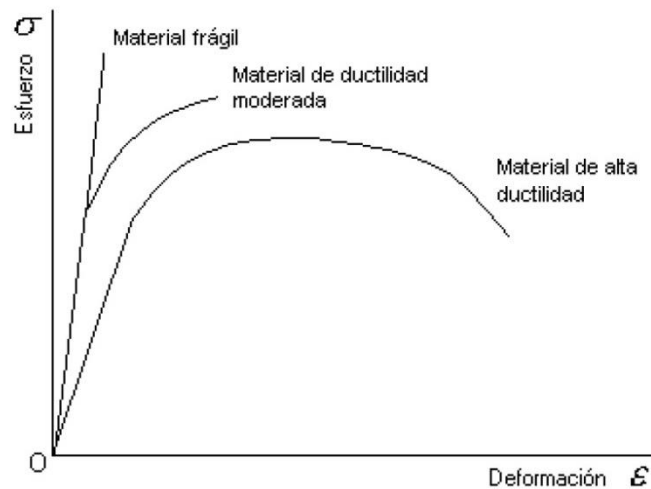


Figura 1: diagrama σ - ϵ de los materiales dúctiles y frágiles [ref. pfc de Alfonso Zamora Abad, Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril]

A continuación se desarrollan las diferencias entre la fractura dúctil y la frágil.

Fractura dúctil:

Como el propio nombre nos indica, la fractura dúctil surge en los materiales dúctiles, los cuales se deforman paulatinamente, comenzando con la formación de un cuello y la formación de cavidades dentro de la zona de estrangulamiento. Luego las cavidades se fusionan en una grieta en el centro de la muestra y se propaga hacia la superficie en dirección perpendicular a la tensión aplicada. Cuando se acerca a la superficie, la grieta cambia su dirección a 45° con respecto al eje de tensión y resulta una fractura de cono y embudo.

Dentro de los materiales dúctiles, tenemos un amplio abanico de niveles de ductilidad, en la Figura 1 se aprecian dos tipos de fractura frágil, correspondiendo al límite 100% dúctil y la segunda a un material medianamente dúctil.

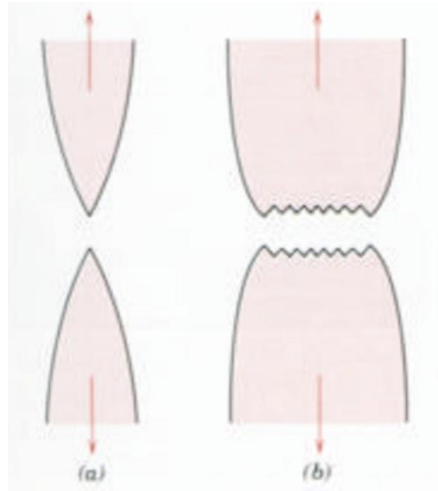


Figura 2: Esquema de una fractura muy dúctil (a) y una moderadamente dúctil (b), ambas después de una cierta estricción [ref. ferroamigos.blogspot.com.es]

El esquema de la fractura muy dúctil, Figura 2 (a), se encuentra en metales muy blandos, tales como oro y plomo a temperatura ambiente, y en otros metales, polímeros y vidrios inorgánicos a temperaturas elevadas. Estos materiales son muy dúctiles y se rompen cuando la estricción se reduce prácticamente a un punto, permitiendo una deformación plástica muy grande antes de la fractura final.

Por otro lado, el tipo más común de fractura a tracción en los materiales dúctiles es el representado en la Figura 2 (b), en la cual la fractura es precedida por sólo una cantidad moderada de estricción.

Fractura frágil:

La fractura frágil tiene lugar sin una deformación macroscópica y debido a una rápida propagación de la grieta. Normalmente ocurre a lo largo de planos cristalográficos específicos denominados planos de fractura que son perpendiculares a la tensión aplicada.

Se produce un corte “limpio” de sección constante y plana, perpendicular a la fuerza aplicada, como se muestra en la figura 3.

La mayoría de las fracturas frágiles son trans-granulares o sea que se propagan a través de los granos. Pero si los límites de grano constituyen una zona de debilidad, es posible que la fractura se propague inter-granularmente. Las bajas temperaturas y las altas deformaciones favorecen la fractura frágil.



Figura 3: Esquema de una fractura frágil sin ninguna deformación plástica [ref. ferroamigos.blogspot.com.es]

2.1.1.3. Concentradores de tensión:

Los concentradores de tensión son un punto crítico a la hora de producirse las fracturas, por ser zonas complejas, pues acumulan gran cantidad de defectos debido a la fabricación y a los tratamientos térmicos.

Estos defectos afectan a la resistencia a la fractura debido a que una tensión aplicada puede ser amplificada o centrada en la punta del defecto, en un grado que depende de la orientación de la grieta y de la geometría.

Podemos suponer que la grieta tiene forma elíptica, orientado su eje mayor perpendicular a la tensión que estamos aplicando, σ_o , siendo la tensión máxima aplicada en el extremo de la grieta, σ_m , que puede ser hallada a través de la ecuación 1:

$$\sigma_m = 2 \cdot \sigma_o \cdot \left(\frac{a}{r_t}\right)^{1/2}$$

Ecuación 1

Donde r_t es el radio de curvatura de la punta de la grieta y a representa la longitud de la grieta superficial, o bien la mitad de la longitud de la grieta interna.

El factor de concentrador de tensiones se define por la ecuación 2:

$$K_t = \sigma_m / \sigma_o$$

Ecuación 2

Definiéndose como la medida del grado con el cual una tensión externa es amplificada en el extremo de una grieta pequeña.

2.1.1.4. Mecánica de la fractura:

Criterios de diseño:

Si estudiamos los componentes sin defectos, el criterio clásico dice que una pieza resistirá una tensión σ tal que no supere la tensión de resistencia del material, σ_R (ver figura 4).

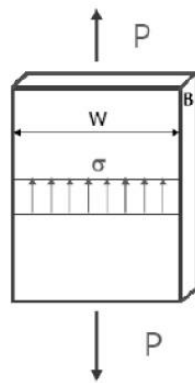


Figura 4: criterio clásico de diseño en componente sin defectos

Donde, tensión media aplicada es:

$$\sigma = \frac{P}{B \cdot W}$$

Ecuación 3

Teniendo en cuenta el criterio de diseño como:

$$\sigma < \sigma_R$$

Ecuación 4

Por el otro lado, cuando estudiamos un material fisurado, la hipótesis anterior no tiene ninguna validez, estos materiales romperán bajo cargas inferiores a la tensión de rotura del material (ver Figura 5).

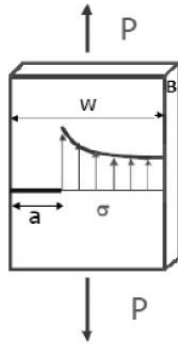


Figura 5: criterio convencional de diseño en un componente fisurado

Donde, tensión media aplicada, a partir de la figura 5, es:

$$\sigma = \frac{P}{B \cdot (W - a)}$$

Ecuación 5

Teniendo en cuenta el criterio de diseño como:

$$k < k_c$$

Ecuación 6

Para el caso de piezas fisuradas el estudio se centra en el criterio de fractura $k < k_c$, donde k representa el Factor de Intensidad de tensiones, el cual depende de las solicitaciones a las que está sometida la pieza, y la geometría de la misma y su fisura, como muestra la siguiente expresión:

$$k = \beta \cdot \sigma \cdot a \cdot \pi$$

Ecuación 7

Donde β es un parámetro adimensional que depende de la geometría de la pieza y de la grieta, y a es la longitud de fisura.

Por otra parte, k_c es el parámetro de la tenacidad del material a la fractura, dependiendo del espesor de la probeta, la velocidad de las solicitaciones y la temperatura del ensayo.

2.1.1.5. Modos de fractura:

La propagación de fisuras puede producirse de tres modos diferentes:

- Modo I, apertura:

Se caracteriza porque los labios de la fisura se desplazan en la dirección perpendicular al plano de la fisura en sentidos opuestos.

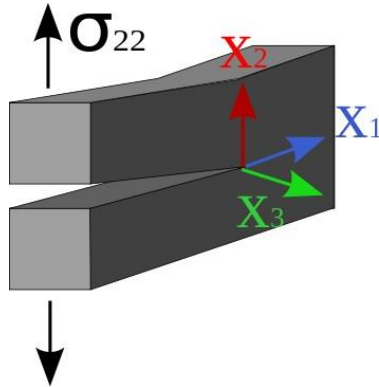


Figura 6: Modo I, apertura

- Modo II, cizallamiento:

Los labios de la fisura se desplazan por el plano de la misma en la dirección longitudinal y sentidos opuestos.

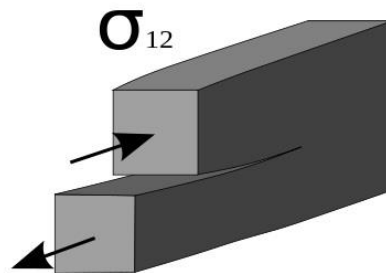


Figura 7: Modo II, cizalladura.

- Modo III, Rasgado:

Los labios de la fisura se desplazan por el plano de la misma en la dirección transversal y en sentidos opuestos.

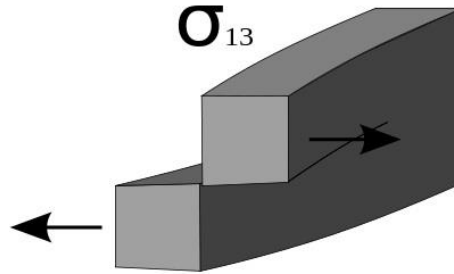


Figura 8: Modo III, rasgado.

2.1.2. Fatiga:

2.1.2.1. Fundamentos de la fatiga:

Uno de los mecanismos más comunes de fallo en los materiales es la fatiga de estos. Los materiales que están sometidos a cargas repartidas, normalmente uniformes, desarrollan un comportamiento característico diferente a cuando las cargas son aplicadas de forma constante.

A lo que hemos llamado “comportamiento característico diferente” no es otra cosa que el fenómeno de la fatiga. Puesto que los elementos a estudio, los componentes del bogie del tren están sometidos a cargas cíclicas en su mayoría, siendo estas sollicitaciones mucho más desgastantes que las cargas estáticas, mediante estos ciclos de carga se puede generar una fisura y crecer con los ciclos, dando una vida limitada a la pieza en análisis.

Primero de todo, debemos definir el fenómeno de fatiga;

Fatiga: fenómeno que afecta a la resistencia de las piezas cuando se las somete a un número de ciclos alto o relativamente alto de sollicitaciones de una amplitud considerable. [ref. unlp (aero.ing.unlp.edu.ar)]

La idea clave es que la sollicitación debe no ser constante en el tiempo para originar fallo por fatiga, siendo la fatiga de un material el deterioro que éste sufre bajo los ciclos repetidos de carga o deformación determinados a una pieza concreta de un material específico. Este deterioro se manifiesta en forma de fisura o grieta, degenerando en muchos casos en rotura o final de vida útil.

Si bien la Fatiga se desarrolla en todos los materiales (incluyendo metales, plástico, gomas, hormigón, etc.), nuestro estudio se concentrará en el acero que se emplea para la fabricación del eje que nos ocupa.

La fuente principal de Fatiga son las no homogeneidades de los materiales. Todos los materiales, aún los cristales más perfectos, tienen imperfecciones de muchos tipos, de modo tal que ningún material puede ser considerado perfectamente homogéneo. Bajo cargas repetidas el efecto de las no homogeneidades se ve enfatizado.

Con lo anterior, podemos afirmar que un material que ha sido sometido a tensiones repetidas (fluctuantes) fallará con la aplicación de una tensión mucho inferior de la necesaria para producir la fractura con una sola carga aplicada, esto genera tres efectos:

- Pérdida de resistencia
- Pérdida de ductilidad
- Aumento de la incertidumbre en cuanto a la vida en servicio del material.

Los defectos provenientes de la fatiga son los más difíciles de prever ya que el reconocimiento de las condiciones que la provocan son extremadamente complicadas.

Cabe destacar que la fatiga suele ocurrir dentro del rango elástico que soporta el material, normalmente bajo cargas cíclicas, siendo un efecto que se produce por número de ciclos, no debido al tiempo de funcionamiento.

2.1.2.2. Características de rotura por causa de la fatiga:

Como hemos dicho anteriormente, la fatiga ocurre bajo toda clase de esfuerzos, aunque solo afecta a la pieza bajo sollicitaciones repetidas o cíclicas de una cierta amplitud.

Todo origen de rotura por fatiga viene iniciado en un concentrador de tensiones situado en la superficie de rotura según la teoría de la fractura por fatiga. Este concentrador de tensiones es el origen de la fisura, creciendo hacia el interior de la pieza, pudiendo ocasionar la rotura total o parcial de la pieza.

El progreso de la fractura se podría ilustrar de la siguiente manera, en los primeros ciclos de la vida útil de la pieza se producen los primeros casos aislados de cambio en la estructura atómica de forma dispersa.

De forma rápida, con los ciclos, estos comienzan a desarrollar fisuras de tamaño sub-microscópicas creciendo a medida que transcurren los ciclos de forma rápida hasta llegar a ser incluso visibles para el ojo humano. El último escalón se produce cuando la fisura debilita la pieza causando la rotura de esta.

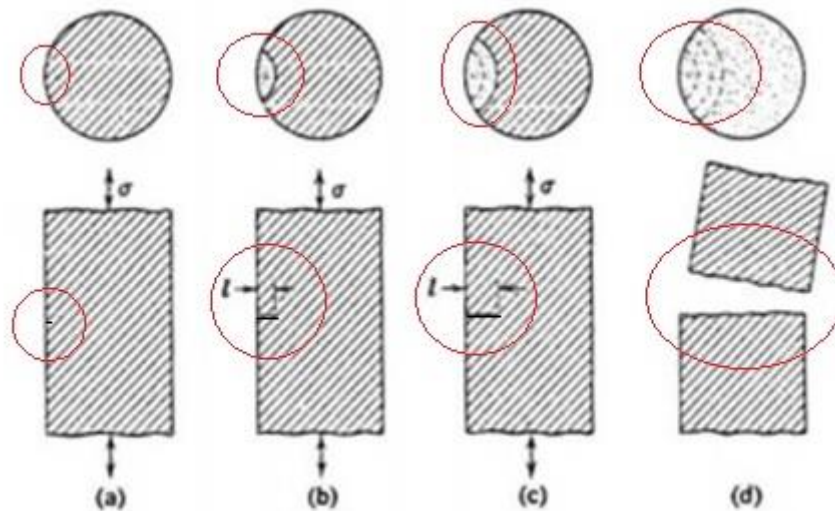


Figura 9: Crecimiento de fractura. [Ref. Luis A. de Vedia y Hernán Svoboda, Artículo "Fatiga", Ensayos Industriales, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2002.]

Mediante el esquema de la figura 9, claramente podemos diferenciar todas las etapas de la fisura:

- a. Iniciación o nucleación.
- b. Propagación sub-microscópica.
- c. Propagación microscópica.
- d. Rotura o falla:

1. (a): la nucleación se produce en la superficie de los metales después de deformaciones masivas generalizadas hasta que el metal endurece lo suficiente para soportar la tensión aplicada, este fenómeno es el de Acritud Total, dándose lugar en un punto específico de la superficie del metal que posteriormente será denominado punto de iniciación.

Suele aparecer el punto de iniciación en zonas superficiales donde los granos disponen de mayor movilidad atómica, como concentradores de tensiones, pudiendo ser esquinas, entallas, poros, rayas superficiales, etc.

2. (b y c): estas dos fases son las que abarcan la mayor parte del proceso de fractura por fatiga, extendiéndose desde el momento en que se produce la "Acritud total" hasta que la grieta es visible.

3. (d): propagación de la grieta hasta que es suficientemente grande para que se produzca la rotura de la pieza.

La superficie a su vez, presenta unas fases determinadas que nos permitirán conocer o estimar las causas, números de ciclos y modo de rotura, todo ello leyendo la superficie de rotura, la cual cuenta con dos zonas características, la zona lisa y la zona rugosa:

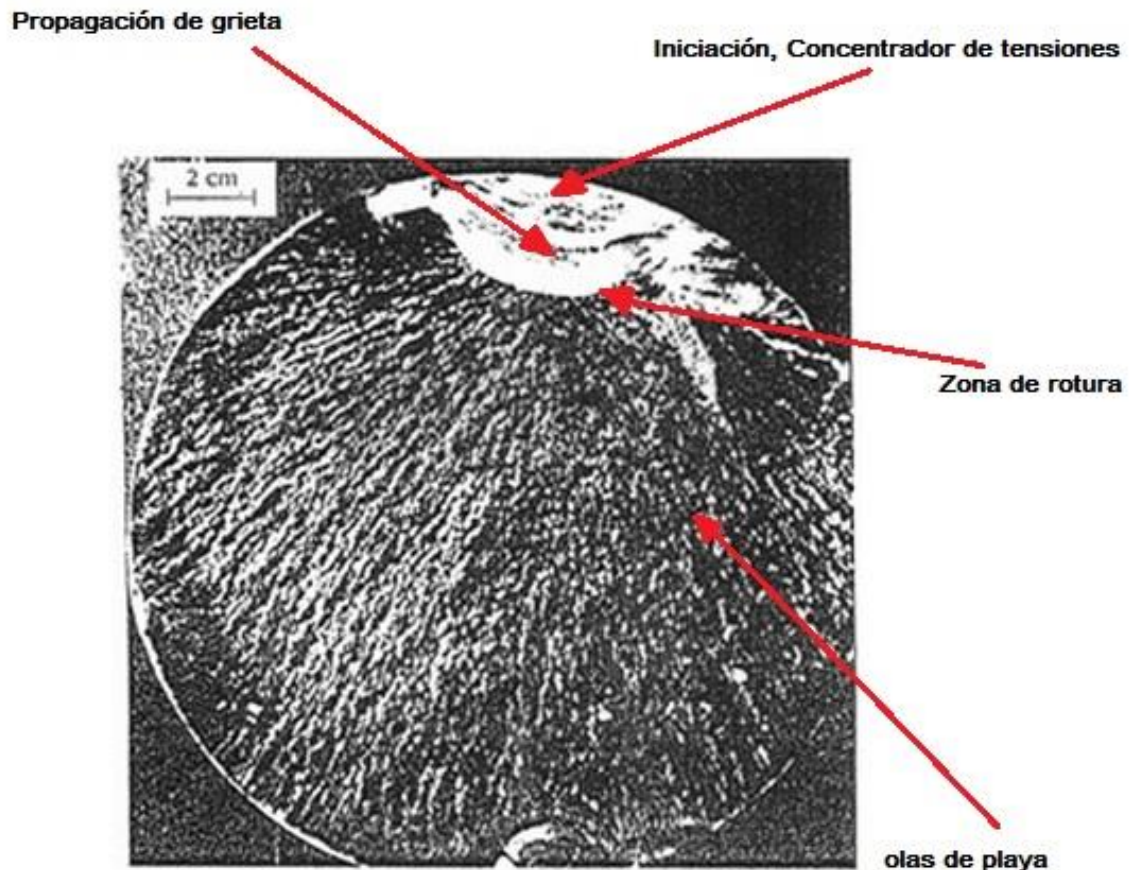


Figura 10: Áreas de propagación de la fisura. [ref. Luis A. de Vedia y Hernán Svoboda, Artículo "Fatiga", Ensayos Industriales, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2002.]

- a) Zona lisa: Esta zona aparece debido al roce de las dos caras de la grieta a través de la sección fisurada., a su vez, podemos distinguir las marcas de playa, que se forman en el frente de la fisura al producirse un reposo en el funcionamiento de la pieza, una parada de funcionamiento más o menos prolongada. Otro elemento que aparece en esta zona son las líneas radiales, debido a que a veces las fisuras generadas en la superficie progresan según frentes a niveles levemente escalonados; en un momento específico del crecimiento, estas se juntan quedando líneas radiales a la fisura.

- b) Zona rugosa: esta zona aparece cuando se rompe la pieza por disminución de la sección de trabajo o sección efectiva sana soportando los mismos esfuerzos de carga.

La zona de rotura final posee una superficie rugosa con relieve muy accidentado, tratándose de la zona remanente sana, siendo demasiado pequeña esta superficie como para aguantar un solo ciclo más de solicitaciones, rompiendo la pieza de forma frágil.



Figura 11: Probeta real con propagación de fisura hasta rotura por fatiga. [ref. Luis A. de Vedia y Hernán Svoboda, Artículo "Fatiga", Ensayos Industriales, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2002.]

2.1.2.3. Análisis de fatiga:

Para poder analizar la fatiga debemos primero identificar qué tipos de cargas originan la fatiga.

El primer tipo de carga que origina la fatiga es el más simple de todos, las cargas cíclicas, cargas iguales repetidas un número determinado de ciclos durante la vida útil de la pieza hasta la falla, siendo la amplitud de la tensión igual a la tensión máxima, siendo la tensión promedio cero, y esto es porque una carga cíclica no es más que una tensión provocada de manera alternada.

Este tipo de cargas, con perfil cíclico de carga sinusoidal suelen ser elementos rotativos, como es el caso que nos atañe, los ejes.

Diagrama de fatiga σ -n (Carga – Nº de ciclos):

El diagrama σ -n es la representación básica de los datos de la duración de la pieza a fatiga, mostrando de forma clara como varía la vida media con la tensión en fatiga, se la conoce como curva de fatiga e indica la duración en número de ciclos hasta la rotura de una probeta para la máxima tensión aplicada.

Esta curva se obtiene de la experiencia, mediante ensayos, ya que cada material posee una curva única para una tensión específica.

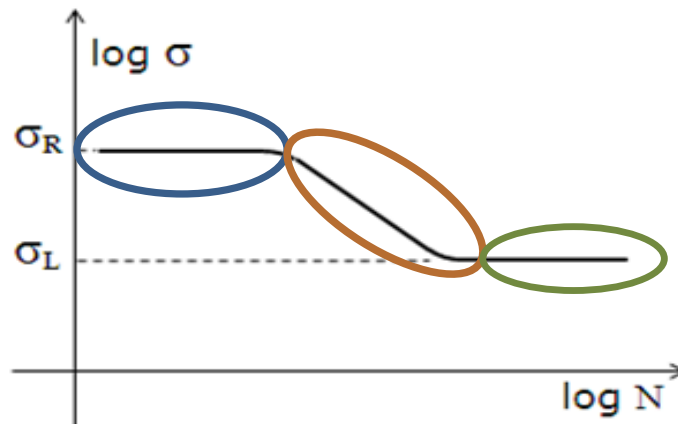


Figura 12: Diferenciación de las 3 zonas de la curva σ -Log n.

Diferenciamos tres zonas claramente diferenciadas, distinguidas en el gráfico de la figura 12, en azul (Zona de ciclo bajo), naranja (Zona de ciclo alto) y verde (Zona de vida infinita).

- Zona de ciclo bajo, rodeada en color azul, está comprendida entre 0 y 10^4 ciclos, siendo esta zona donde se asemeja el comportamiento del material bajo cargas estáticas aunque con resistencia más reducida por ser cargas cíclicas. En esta primera zona de análisis, el desgaste por fatiga cíclica viene acompañado de desgaste por deformación debido a la alta carga a la que es sometido el material.
- Zona de ciclo alto, rodeada de naranja en el gráfico, está comprendida desde 10^4 hasta 10^7 ciclos (para acero como es el caso de estudio). En esta zona, el material presenta un comportamiento mucho más distinto que el anterior en comparación con el comportamiento bajo cargas estáticas. Muestra que a medida que reducimos la carga, la vida útil aumentará, como es lógico e intuitivo.

- Zona de vida infinita, rodeada en verde, representa la línea que delimita la rotura o no rotura del acero, es decir, por debajo de la carga indicada, la vida del acero es infinita, no romperá en infinitos ciclos, siendo este límite conocido como *límite de fatiga sin corregir* (S_e').

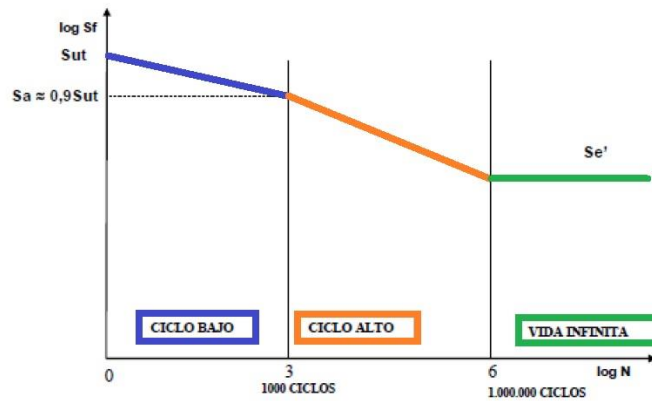


Figura 13: Diferenciación de las 3 zonas de vida, ciclos de vida.

Como se dijo anteriormente, estos datos se han obtenido experimentalmente a través de ensayos en probetas, de estos surgen ciertos valores a tener en cuenta:

Número “n” de ciclos que soporta una probeta antes de presentar el fallo, aumenta cuando disminuimos la tensión que sufre esta.

Otro dato a tener en cuenta, es el *límite de fatiga* (S_e'), recordando que lo obtenemos de modo experimental y por ser un material ferroso, constituye un criterio de diseño muy válido, por ello es un dato generalmente tabulado para materiales comunes, aunque siempre basado en ensayos.

En numerosas ocasiones se ha intentado obtener una relación entre la *resistencia a rotura en tracción* S_{ut} y *límite de fatiga* S_e' , diferenciando dos aproximaciones, para hierro y acero forjado, y acero colado, nos centramos en este caso en el acero forjado ya que es el caso de estudio:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$S_e' = 700 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} \geq 1400 \text{ Mpa}$$

Ecuaciones 8 y 9

El modo real de representación de la curva s-n no es en base logarítmica, sino en base decimal, aunque dificulta la diferenciación de las zonas, la que es una curva exponencial decreciente.

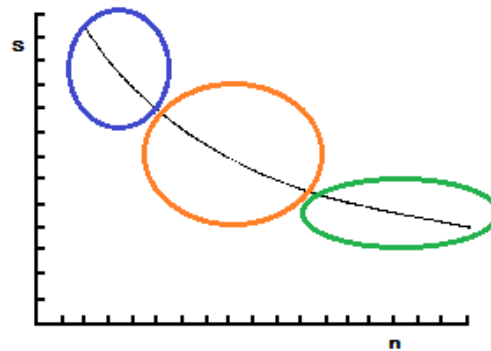


Figura 14: Diferenciación de las 3 zonas de la curva σ -n.

La representación gráfica de Wohler es la más realista del fenómeno de desgaste por fatiga.

Coeficientes modificativos del límite de fatiga S_e' :

Varios factores conocidos afectan al valor de la resistencia a fatiga de un elemento mecánico, en nuestro caso el eje de un tren, como pueden ser el tipo de material, su grado de aleación, el método en que fue fabricado, condiciones de trabajo, condiciones meteorológicas a las que está sometido, presencia de entallas o vértices, etc.

Todos estos coeficientes son tenidos en cuenta a la hora de calcular el límite de fatiga, para su corrección, que se aplica al valor de resistencia obtenido para la pieza ensayada en condiciones controladas en un laboratorio.

Las condiciones del apartado anterior son válidas para ensayos normalizados, con condiciones estándar, siendo probetas de tamaño reducido, con atención en su producción, pulidas y fijadas perfectamente a la máquina de ensayos.

Además las condiciones ambientales son parte de las condiciones estándar, controlando humedad, vibraciones y demás condiciones que puedan aportar efectos de carga no deseados.

Por el contrario, cualquier pieza de cualquier máquina tendrá un tipo de construcción y un tipo de trabajo que no se parecerá en nada al de la probeta de laboratorio, es por este motivo que en los cálculos prácticos se recurre a estos factores de corrección o modificativos, específicamente obtenidos para adaptar a la realidad de cada pieza los de la probeta estándar.

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria (S_e''), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina *Ecuación de Martin*.

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S_e''$$

Ecuación 10

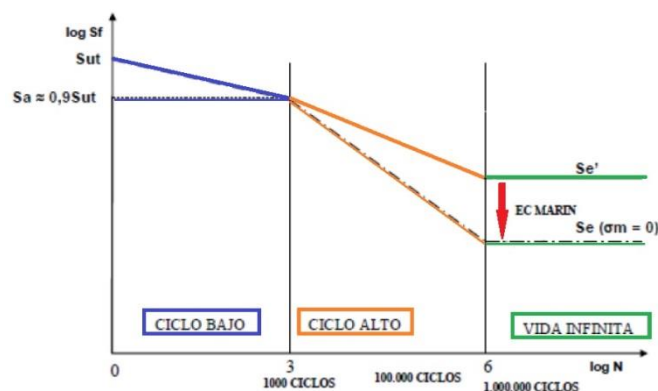


Figura 15: Ajuste de gráfica.

Coeficientes K_i de estudio son los siguientes:

- K_a : Factor de acabado superficial.
- K_b : Factor de tamaño.
- K_c : Factor de confiabilidad.
- K_d : Factor de temperatura.
- K_e : Factor de concentración de tensiones.
- K_f : Factor de efectos diversos.

K_a: Factor de acabado superficial:

La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de tensiones en la misma.

Obtenemos K_a de la ecuación 11:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Ecuación 11

Donde a y b las obtenemos de la tabla 1:

<i>Acabado superficial</i>	<i>Coeficiente a (MPa)</i>	<i>Exponente b</i>
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Tabla 1: Tabla de acabados superficiales [ref. Luis A. de Vedia y Hernán Svoboda, Artículo "Fatiga", Ensayos Industriales, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2002.]

Otro modo de obtener K_a de forma directa sería de la gráfica de Figura 16:

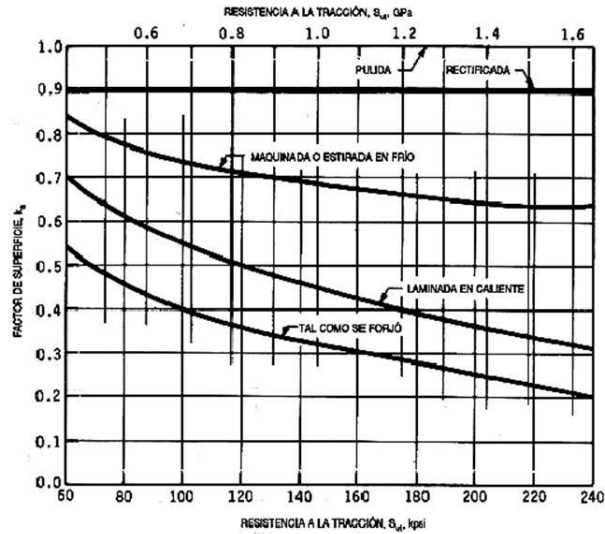


Figura 16: Gráfica de obtención de acabado superficial

K_b : Factor de tamaño:

La resistencia a la fatiga, como es intuitivo, también está relacionada con el tamaño de la pieza, siendo una pieza más grande más propensa a la fractura por fatiga por la mayor cantidad de concentradores de tensión, por lo que fallará a tensiones inferiores.

El modo de calcular el factor de tamaño se basa en tres consideraciones que son carga axial, flexión o torsión y no sección circular.

- En el caso de carga axial, según algunos autores $K_b=1$ para cualquier diámetro. Sin embargo para otros se tiene que:

$$K_b = 1 \quad d \leq 10mm$$

$$K_b = 0,6 - 0,7 \cdot d \quad d \geq 10mm$$

Ecuaciones 12 y 13

- En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad 2,79 \leq d \leq 51mm$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad 52 \leq d \leq 250mm$$

Ecuaciones 14 y 15

- Por último, puede darse el caso de que el elemento mecánico sometido a estudio no tenga sección circular, en este caso se procede a calcular el diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se determina a partir del $A_{0,95}$, que se define como: el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto.

En el caso de una pieza con sección rectangular, esta área se corresponde con la parte coloreada de la figura:

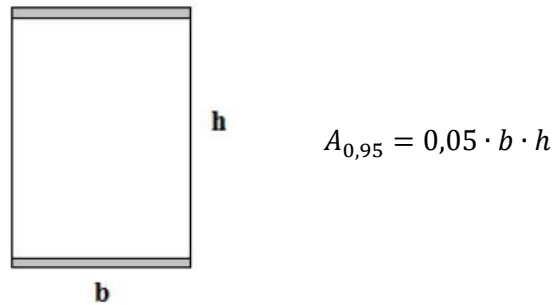


Figura 17: Aproximación al 95%

Teniendo en cuenta que el área de 95% del esfuerzo de una sección circular de diámetro d_e sometida a flexión rotatoria, viene dada por:

$$A_{0,95} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[d_e^2 - (0,95 \cdot d_e)^2 \right] = 0,0766 \cdot d_e^2$$

Ecuación 16

Dónde:

$$d_e = \sqrt{\frac{0,05}{0,0766} \cdot h \cdot b} = 0,808 \cdot \sqrt{h \cdot b}$$

Ecuación 17

Una vez calculado el diámetro efectivo se podría calcular el factor de tamaño con las correlaciones antes descritas.

K_c: Factor de confiabilidad:

Es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón, existe el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo. Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la tabla 2:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K _c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Tabla 2: Tabulación del nivel de confiabilidad

K_d Factor de temperatura:

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

La obtención del factor de temperatura K_d resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo en el caso del acero.

$$K_d = 1 \quad T \leq 450^{\circ}\text{C}$$

$$K_d = 1 - 5,8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) \quad 450^{\circ}\text{C} \leq T \leq 550^{\circ}\text{C}$$

Ecuaciones 18 y 19

K_e Factor de concentrador de tensiones:

Las piezas mecánicas poseen formas no ideales con cambios de sección, ranurados, chavetas, hembras y machos de perno, discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo, tomando suficiente importancia como para poseer un factor de corrección.

Es importante indicar que la naturaleza del material influye en la necesidad de tener en cuenta este factor, diferenciando así el estudio de un material dúctil de otro frágil. Por un lado, un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo, si este mismo material se encuentra sometido a cargas estáticas el efecto de la concentración de tensiones se considerará nulo.

Si el material es frágil, alrededor de la entalla la concentración de tensión alcanza valores muy elevados. El tipo de rotura es frágil, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas dinámicas como estáticas.

La evaluación del factor K_e se realiza siguiendo los pasos que se desarrollan a continuación:

- Paso 1:

Se calcula el factor de concentración de tensiones teórico K_t por configuración geométrica, utilizando a modo de ejemplo la gráfica de la figura 18:

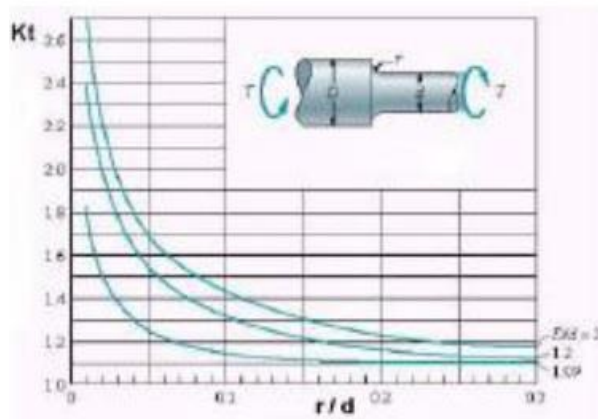


Figura 18: Relación de radios con k_t

El factor K_t depende tanto de la forma geométrica del elemento (sección circular, rectangular), como del tipo de discontinuidad (agujeros transversales, muescas, estrechamientos de sección), y como del tipo de esfuerzo al que se ven sometidos (tracción simple, flexión simple, torsión).

- Paso 2:

Especificando el material se obtiene q (factor de sensibilidad a las ranuras), en función de la naturaleza de las cargas a las que esté sometido el elemento mecánico, utilizando la gráfica de la figura 19.

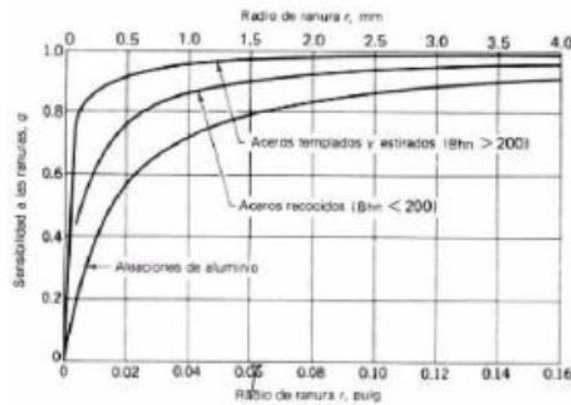


Figura 19: Factor de sensibilidad a las ranuras

- Paso 3:

Obtención de R_f (factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga) mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}$$

Ecuación 20

- Paso 4:

Finalmente se obtiene el factor de concentración de tensiones K_e como la inversa de R_f :

$$K_e = 1/R_f$$

Ecuación 21

K_f Factor de efectos diversos:

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se enumeran algunos de los más comunes:

- Esfuerzos residuales o remanentes
- Características direccionales operacionales
- Efectos del temple superficial
- Efectos de corrosión
- Recubrimiento electrolítico
- Corrosión por apriete (fretting)

2.2. Introducción a los sistemas ferroviarios

El bogie es el chasis o estructura del tren que posee dos o tres ejes dependiendo del modelo, cada eje con sus dos respectivas ruedas, pudiendo ser estas fijas o con cambio de ancho, siendo estos paralelos entre sí.

Los bogies se suelen situar a los extremos de los vehículos ferroviarios, siendo la estructura que conecta a las vías con los pasajeros o mercancías, es decir, el bogie es el punto intermedio entre el eje y la suspensión, y el chasis del vagón, por lo que lo conecta todo, se podría asemejar a un chasis motriz o a un semi-chasis (ver figura 20).

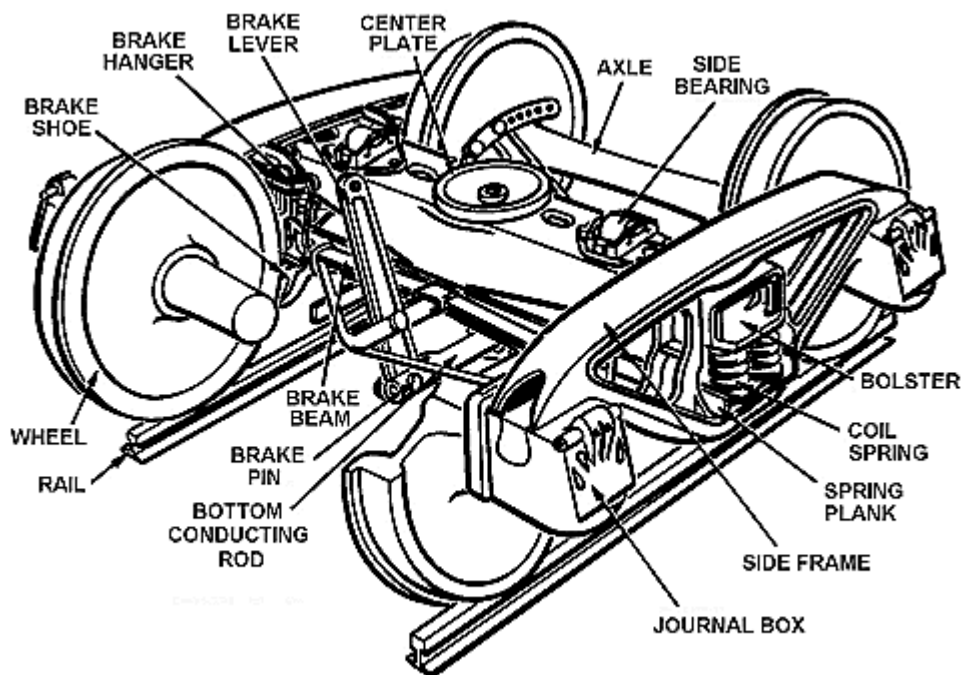


Figura 20: esquema de un bogie genérico [ref. ferroamigos.blogspot.com.es]

El bogie se conecta al eje mediante la caja de grasas, pudiendo dividir los bogies en dos categorías, bogies remolcados, que carecen de motor, pero no de frenos ni de suspensión, y bogies motorizados, contando con todo lo anterior más un motor eléctrico o diésel, arenero, engrasador de pestañas y captadores.

La evolución de dichos elementos ha sido consecuencia, en la mayoría de los casos, de la aparición de la Alta Velocidad y el propósito de no aumentar los esfuerzos verticales y por consecuencia limitar el deterioro de la vía. Las diferencias fundamentales existentes entre los bogies de los trenes convencionales, ya sea de pasajeros o de cargas y de Alta Velocidad se han reflejado en la Tabla 3.

	Convencional	Alta velocidad
Tipo de bogie	1 motor por eje (motor acoplado en el bogie)	1 motor por bogie (el motor está integrado bajo la caja del coche)
Peso	15 toneladas	6 toneladas
Distancia entre bogies	18 metros de media	19-20 metros de media
Empate	2.5 metros	3 metros
Localización	Bajo la caja del coche	Enlazando dos cajas de coche, como enlace

Tabla 3: Principales diferencias entre los bogies de trenes convencionales y de Alta Velocidad [ref. ferroamigos.blogspot.com.es]

Situación histórica del bogie

Debemos destacar que en el inicio del ferrocarril, los coches iban directamente sobre los ejes, sin existencia de bogie, añadiendo la estructura que se conocería como bogie a principios del siglo XX.

Durante los años, el desarrollo del bogie ha sido una constante, mejorando diversas áreas, como por ejemplo la seguridad, la velocidad, el confort o la estabilidad. Dando un salto de calidad respecto a los ejes sobre todo en la toma de curvas, debido a que permite una mejor inscripción de curva, repartiendo más uniformemente las cargas y aumentando la capacidad de carga y el peso de los vehículos al permitir mayor número de ejes, reduciendo además el movimiento de lazo de los vagones.

El primer modelo de bogie fue fabricado y empleado en las líneas estadounidenses de ferrocarril, a finales del siglo XIX principios del XX, pudiendo transportar hasta 30 toneladas en comparación con las 10 que se podían transportar en Europa. Estos bogies aún siguen en uso en algunos lugares en vías de desarrollo.

Pronto los fabricantes europeos empezaban a implantar el bogie en sus diseños, llegando a la década de 1960 cuando empezaron a aparecer las nuevas generaciones de bogies. Francia con el diseño Y-XX, en Alemania el Minden-Deutz, particularizados porque las cajas de grasas no van guiadas mecánicamente sino que éstas son guiadas por bieletas, controlando mucho mejor los desplazamientos transversales mediante amortiguadores hidráulicos o ballestas.

En España también se crearon prototipos en los 70, como el SIMAFE o el SIMAFE 2, dando lugar a bogies de Gran Confort en carga (GC).

Aunque hay otros métodos de implementar el control y la seguridad, en general los fabricantes tanto europeos como americanos implantaron el bogie desde principios del siglo XX hasta nuestros días, resultando a día de hoy algo básico para poder diseñar un tren de calidad, rápido y seguro.

Principales tipos de bogies:

La diversidad de bogies que surgieron en el ámbito ferroviario puede sintetizarse en cuatro familias principales:

- Wagons-Lits (1885-1930)
- Pennsylvania (1908-1970)
- Bogies serie Y, y derivados (1967-actualidad).
- Gran Confort (1981-actualidad).

El caso que más relevante para este proyecto es la serie Y, ya que se estudiará en concreto el modelo Y21. El Y21 en la actualidad está dedicado exclusivamente al transporte de mercancías y carbón debido a su gran robustez.



Figura 21: imagen de modelo de bogie de la serie Y [ref. ferroamigos.blogspot.com.es]

2.3. Partes del bogie

Se van a definir todos los componentes que posee un bogie, para conocer a fondo el objeto de estudio que atañe este proyecto.

La unión del bogie a la caja se puede realizar mediante tres dispositivos:

- Traviesa pivote
- Pivote
- Barra de tracción.

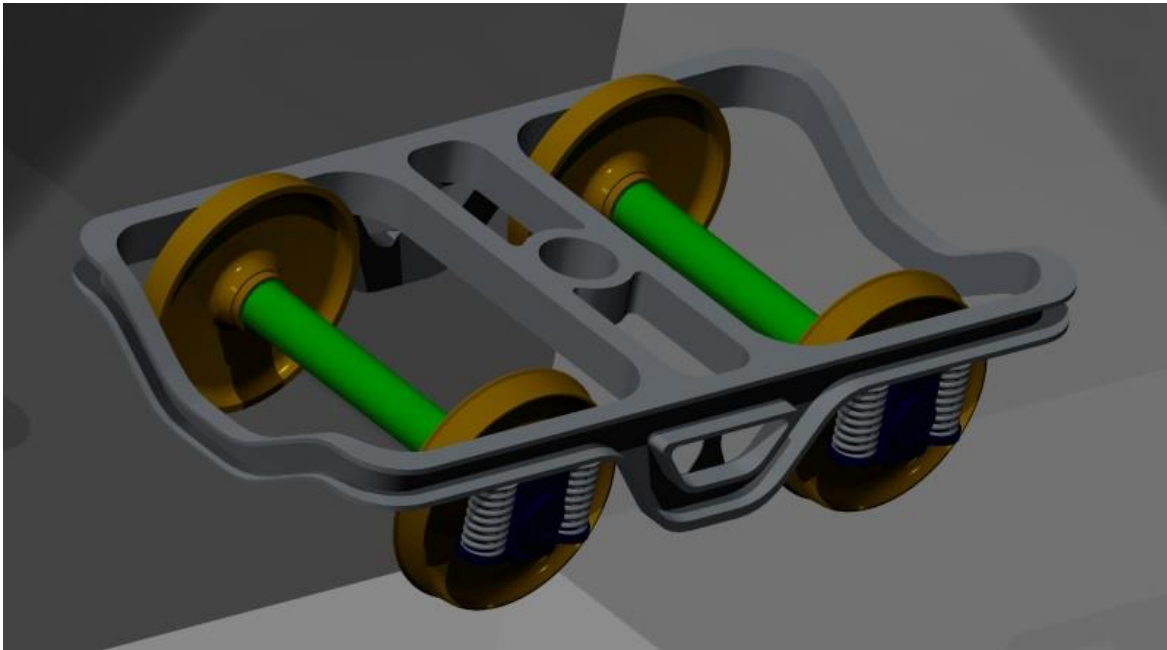


Figura 22: Partes de las principales partes del bogie (diseño propio)

○ Bastidor o chasis

Los chasis o bastidores del bogie tienen generalmente forma de H y está constituido por planchas de acero de gran espesor, soldadas manualmente. La finalidad del chasis es dar la estructura básica al bogie y aportar robustez a la vez que alberga todos los dispositivos que conforman el bogie.

- Eje montado

Este consiste en dos ruedas unidas fijamente a un eje común o con la posibilidad de cambio de ancho, como ocurre con los sistemas de rodadura de Talgo.

El boggie Y21 Ccs, objeto de este proyecto, es de eje fijo por lo que esto implica que ambas ruedas tienen la misma velocidad angular y mantienen una distancia constante entre ellas. Las ruedas del eje montado comienzan su vida con un perfil de rodadura puramente cónico, típicamente 1/20 o 1/40. Estos perfiles de rodadura se desgastan por servicio, de forma que pasan a tener una curvatura en dirección transversal, incluso generando acanaladura negativa en la banda de rodadura.

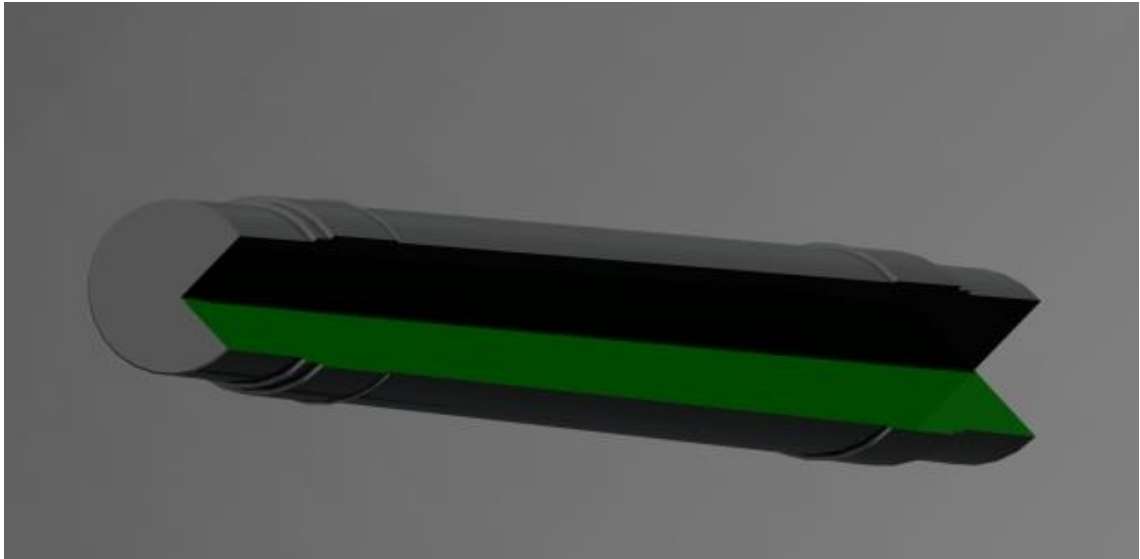


Figura 23: Modelado de eje con sección 45° en PTC Creo (diseño propio)

El diseño de eje implementado es un eje sólido, aportándonos rigidez y gran capacidad de carga, pero nos limita la velocidad máxima por aparición de inercias por gran masa (de ahí que los ejes de alta velocidad sean huecos).

El eje montado proporciona:

- ✚ La distancia necesaria entre vehículo y la vía.
- ✚ Los medios de transmisión de las fuerzas de tracción y de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.
- ✚ El movimiento de lazo que determina el movimiento dentro de la vía, incluyendo las curvas.

A su vez, el diseño del eje montado depende de varios puntos que debemos tener en cuenta, como son:

- ✚ El tipo de vehículo, si es vehículo motor o si es vehículo remolque, en nuestro caso, el eje a diseñar es un eje fijo de remolque. El bogie Y21 a estudio es supuesto remolque bajo plano.
- ✚ El sistema de frenado utilizado, puede variar entre zapata y disco. El Y21 de este estudio es de zapata, 2 zapatas por rueda.

El eje diseñado en este proyecto reúne las condiciones citadas anteriormente, con un eje rígido y dos ruedas solidarias a éste, aportando todas las características descritas. Puesto que nuestro bogie es de remolque, su diseño es muy simple, ver Figura 24.

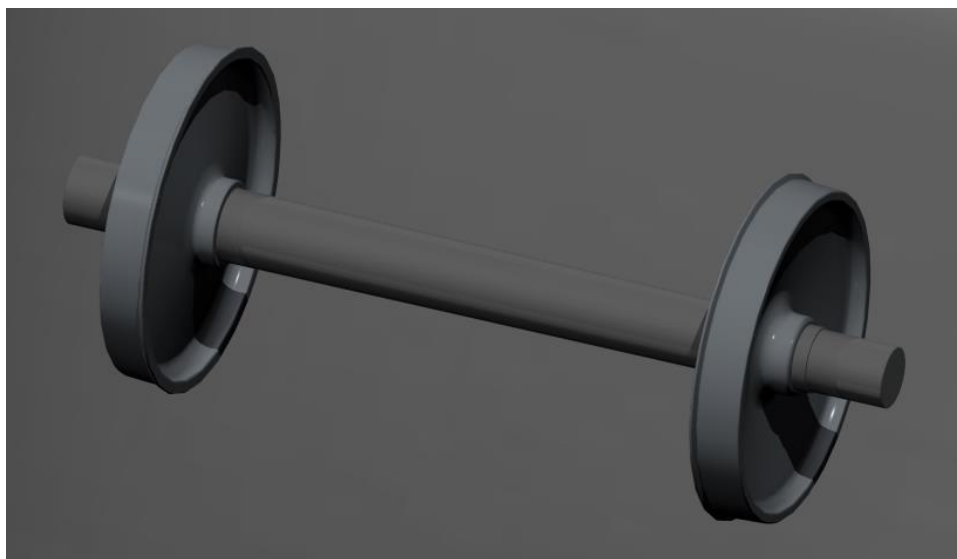


Figura 24: Conjunto de eje + ruedas modelado en PTC Creo (diseño propio)

- Caja de grasas

Para asegurar una unión entre eje y bogie segura y facilitar la rodadura de los ejes, se dispone de un dispositivo que se denomina caja de grasas.

La caja de grasas permite que el eje montado rote. El contacto es tipo metal – metal, lo que implica la aparición de fricción, por ello se requiere una lubricación adecuada para disminuir así el rozamiento, el calentamiento provocado por la fricción y el desgaste consiguiente.

Además, permite transmitir los esfuerzos de frenado desde los ejes a la masa del vehículo.

Sobre la caja de grasas, en nuestro modelo Y21 se fijan los resortes de la suspensión, como se muestra en la figura 25, que soportan la caja del vehículo, transmitiendo la carga a la mangueta, parte final del eje.

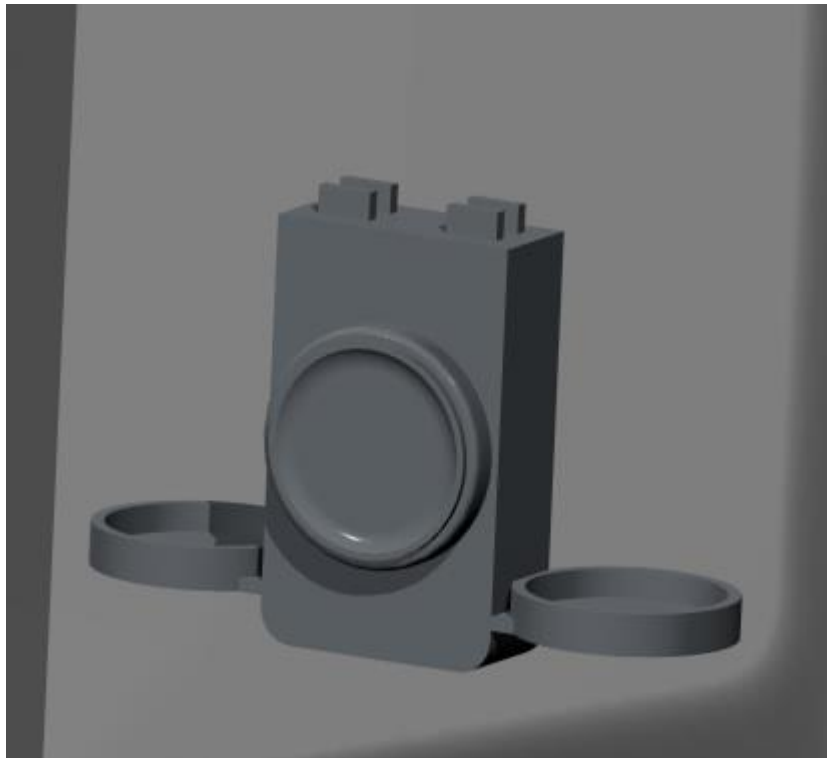


Figura 25: Caja de grasas + soporte suspensión (diseño propio)

Para el caso del Y21, los primeros modelos de los 60, contaban con rodamientos cilíndricos, que proporcionan una gran capacidad en dirección radial, pero mínima capacidad de soportar los esfuerzos axiales, por este motivo se cambió a los cojinetes de tipo cónico, los cuales soportan ambas sollicitaciones, radial y axial, aunque genera más fricción y por lo tanto más calor, requiriendo lubricantes más específicos.

- Ruedas

Las ruedas y el eje son las partes más críticas del material rodante ferroviario. Un fallo mecánico o un mal diseño, pueden causar la rotura de algunos de estos elementos.

Las tres partes más importantes de una rueda son: Llanta, velo y cubo: En la figura 26 podemos apreciar un modelo de rueda seccionada con sus partes diferenciadas.

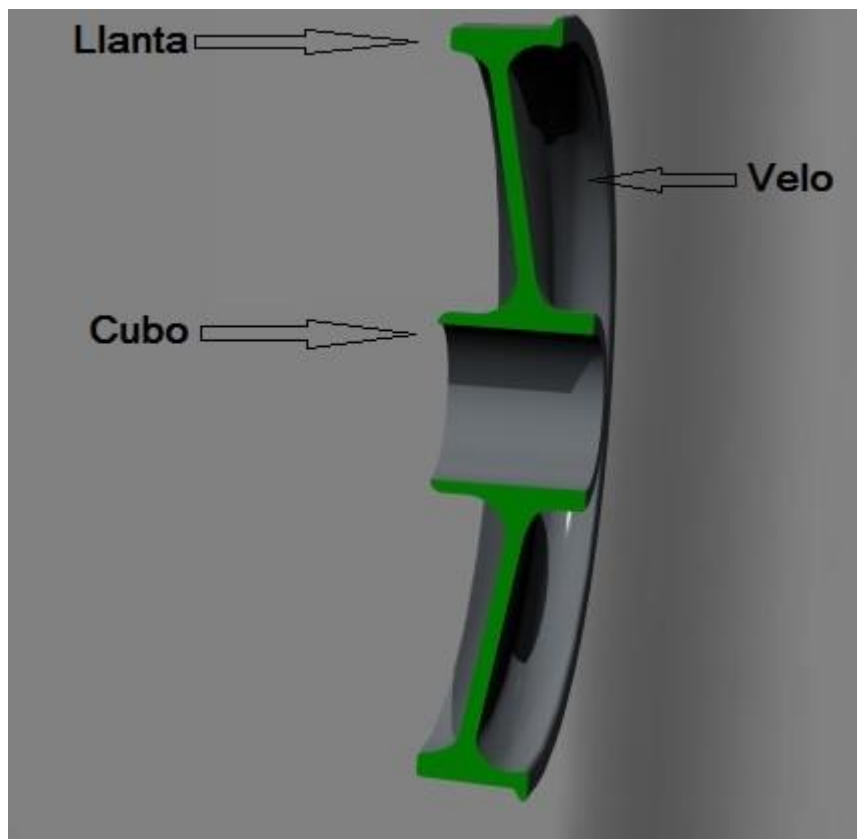


Figura 26: Sección de rueda con identificación de partes (diseño propio)

En curvas, el carril exterior tendrá un radio más grande que el carril interior. Esto significa que una rueda cilíndrica tiene que recorrer más distancia en el carril exterior que en el interior.

Como las ruedas que se mueven en los carriles interiores y exteriores deben tener el mismo número de revoluciones por unidad de tiempo, esto no puede producirse por rodamiento puro.

Para que las distancias recorridas por las dos ruedas sean iguales, una o las dos deslizarán aumentando así la resistencia a rodadura, y causando desgaste entre rueda y rail.

La solución es fabricar la superficie de rodadura de las ruedas con un perfil cónico cuyo ángulo de inclinación sea variable con respecto al eje montado, como se representa en la figura 27:

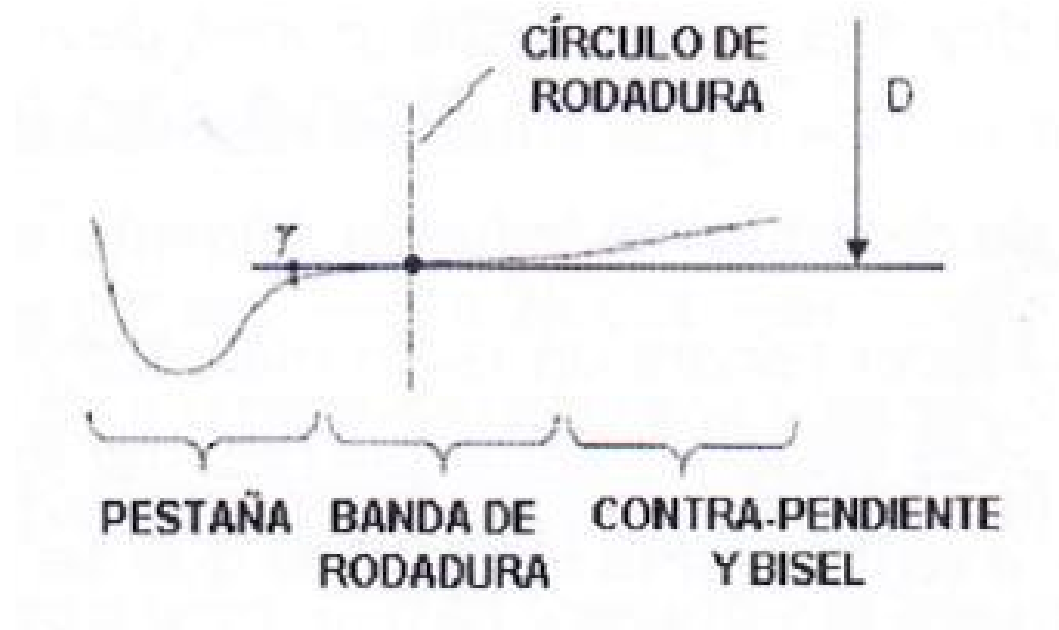


Figura 27: Superficie de perfil de rueda, con identificación de partes [ref. ferroamigos.blogspot.com.es]

La posición del punto de contacto cuando el eje montado está en una posición central respecto a los carriles, determina el llamado “círculo de rodadura”. En este punto, es donde se mide el diámetro nominal de la rueda y en él se encuentra el origen de los ejes de coordenadas en las mediciones ferroviarias.

En la zona interna de la banda de rodadura, el perfil de rodadura de sección cónica posee una pestaña interior que impide el descarrilamiento y guía al vehículo una vez que las fuerzas de fluencia de que se dispone se han agotado.

Un eje rígido como el eje de estudio, con perfiles de rodadura cónicos, se moverá lateralmente en una curva de tal forma que la rueda externa esté rodando en un radio más grande por el ángulo cónico que el interno, cumpliendo la misma función que cumple un diferencial en los vehículos, pero con eje rígido.

Por último sobre la rueda de estudio, como se aprecia en el esquema anterior, en la banda de rodadura, la zona exterior es ligeramente de radio inferior rompiendo la progresión del perfil, es debido a los cambios de vías, desvíos.

Todo lo anterior es referente a ruedas nuevas, pero en la situación de ruedas con desgaste, se le aplica el término de conicidad equivalente, y para calcularlo se procede con la ecuación 22:

$$y_{ed} = \Delta R / 2y$$

Ecuación 22

Dónde:

ΔR = *diferencia del radio de rodadura*

y = *desplazamiento lateral de la rueda*

Es importante señalar que la diferencia del radio de rodadura es función de la forma de rueda y rail, por lo que, un perfil de rueda no puede ser descrito como poseedor de una conicidad equivalente, sino por conicidad pura.

- Suspensión

La suspensión es un sistema diseñado para absorber y amortiguar las vibraciones e irregularidades de la vía y no transmitir las a la caja del vehículo, está formada por una serie de elementos elásticos y amortiguadores.



Figura 28: conjunto de caja de grasas más muelles (diseño propio)

El bogie Y21 consta de un bastidor rígido, por lo que nuestra suspensión consiste en dos etapas, la suspensión primaria y la secundaria. La suspensión primaria conecta los ejes montados con el bastidor del bogie, mientras que la secundaria conecta el bastidor del bogie a la caja del coche, denominándose éstos, bogies doblemente suspendidos.

- La suspensión primaria es el mecanismo que distribuye de manera uniforme la carga del vehículo en los ejes del mismo, cuando hay descompensaciones por motivos como el perfil de vía o los esfuerzos de tracción. La suspensión primaria desempeña la función de absorber las vibraciones que se establecen entre los ejes, y todo lo montado sobre ellos, incluyendo las ruedas, y el bastidor del bogie.
- La suspensión secundaria sirve para suavizar los movimientos relativos entre la caja del vehículo y el bogie, absorbe las vibraciones que se generan entre bogie y caja del coche.

○ Resortes

Los resortes, forman parte del conjunto del sistema de suspensión, desempeñando funciones como:

- La reducción de fuerzas y aceleraciones dinámicas por las irregularidades de la vía.
- La estabilización del movimiento en la vía del tren.
- Igualación de las cargas verticales entre las ruedas del bogie.



Figura 29: modelo de muelle exterior (diseño propio)

Una vez se tiene clara la función de los resortes, debemos dividirlos en dos grupos, de lámina y helicoidales:

- Resortes helicoidales: la virtud básica de los muelles helicoidales es la de absorber las vibraciones o trepidaciones, cumpliendo mejor la labor que

los resortes de lámina ya que no tienen rozamiento o frotamiento entre sus láminas.

- Resortes de láminas: también conocidas como ballestas, son láminas de acero superpuestas una encima de otra, con longitud creciente de abajo hacia arriba. La principal ventaja es que crea un amortiguamiento de las oscilaciones debido a la fricción entre las láminas, impidiendo una oscilación prolongada.

- Motores

Normalmente, en los bogies motorizados, cada eje lleva montado un motor, para imprimir el movimiento al convoy y para retener este mediante el freno motor, la retención que estos generan.

- Sistemas de freno

Los bogies disponen de sistemas de frenado de disco o zapata, en el caso de estudio son de zapatas, montados en las ruedas, cada rueda posee su propio sistema de frenado. Cada sistema de frenado está compuesto por los cilindros de freno, las mordazas y las zapatas, todo esto montado en los soportes de la caja de grasas del bogie.

Las zapatas no desgastan la banda de rodadura de forma significativa con respecto a la vía.

2.4. Ejemplo real de aplicación de Bogie Y21 Cse, montado en un remolque de carga de RENFE:



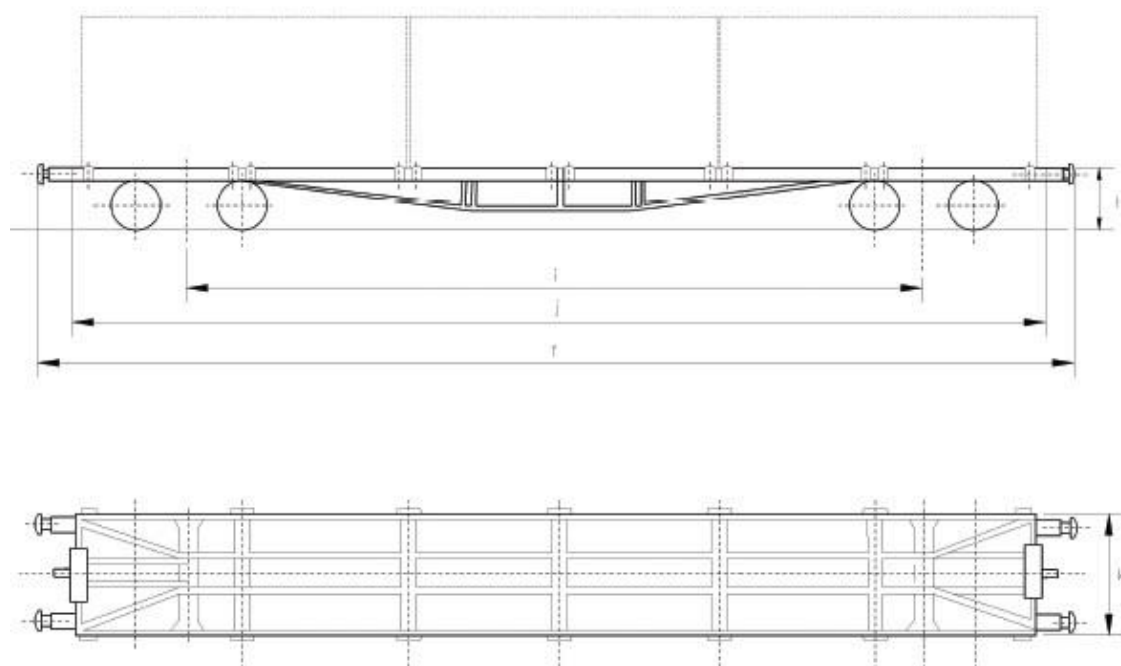
Figura 30: Ejemplo de bogie Y21 en Puerto Seco, Coslada [ref. renfe.es]

Como se ve en la figura 30, datada de 2014 en el “Puerto seco”, aduana terrestre de Madrid, situada en las inmediaciones de Coslada, es un remolque de carga con dos bogies Y21 Ccs, exactamente el modelo de estudio en este proyecto.

A continuación se muestra en la tabla 4 la información sobre las características generales, las dimensiones interiores, así como otras características, incluyendo los años de fabricación, además En la figura 31 se incluye un plano de referencia para las medidas interiores del remolque.

Numeración	Nacional MMC	452.321 a 452.500	452.762 a 453.689	452.751 a 453.726(*)
	Internacional	81714549000-6 a 098-0	36714570011-1 a 938-5	32714570000-8 a 975-1(*)
Características Generales				
Carga Máxima t		60,0	60,2	
Tara Media t		20,0	19,8	
Freno		Aire Comprimido		
Velocidad Máxima km/h		120		
Long. entre Topes m (f)		19,90		
Altura Máxima m (g)		-		
Altura Apoyo Contenedores m (h)		1,21		
Empate m (i)		14,60		
Dimensiones Interiores				
Largo m (j)		18,66		
Ancho m (k)		2,10		
Superficie Útil m ²		39,0		
Otras Características				
Cambiador de Potencia		Dispositivo autocontinuo		
Aptos para Tráfico Internacional		No	Sí	
Año de Construcción		1.974-1975	1.980-1981	1.980-1982

Tabla 4: Características del bogie modelo Y21 Ccs [ref. renfe.es]



*Figura 31: Medidas del remolque en el que se monta el bogie modelo Y21
[ref. renfe.es]*

3. Software empleado

3.1. PTC Creo®

PTC Creo® es una solución paramétrica e integrada en 3D-CAD/CAM/CAE creada por Parametric Technology Corporation (PTC). Fue el primer software en entrar al mercado con propiedades paramétricas, no solo de diseño.

El programa provee modelado de sólidos, ensamblaje de modelos, esbozos, análisis por elementos finitos y herramienta de control numérico para ingeniería mecánica, creado por Dr. Samuel P. Geisberg a mediados de los ochenta, añadiendo como curiosidad que la compañía John Deere se convirtió en el primer cliente que usó este software en 1988, PTC Creo® fue el primer sistema paramétrico de modelado en 3D-CAD de la industria con éxito.

El enfoque de modelado paramétrico utiliza parámetros, dimensiones, rasgos y relaciones para conseguir el comportamiento óptimo del programa y crear una plataforma que permite el diseño automático y la optimización de procesos del diseño y desarrollo del producto. PTC Creo® provee un completo conjunto de diseño, análisis y fabricación en una única plataforma. Entre sus posibilidades se encuentra el modelado de sólidos, superficies, representaciones, análisis de tolerancias y herramientas para el diseño del control numérico de la pieza.

Las diferentes compañías emplean PTC Creo® para la creación de un modelo digital en 3D de sus productos. Los modelos consisten en información de los parámetros del sólido en 2D y 3D que también pueden ser utilizados al finalizar para la realización de análisis de elementos finitos, estructural y térmico. Toda la información del diseño es fácilmente intercambiable entre los distintos módulos de CAD, CAE y CAM sin necesidad de conversión. [ref: www.PTC.com]

PTC Creo® permite a los usuarios crear cambios en el diseño en cualquier momento del desarrollo del producto y automáticamente actualizar todo el modelo. Da pie a la “ingeniería concurrente”, es decir poder realizar el diseño, análisis y fabricación del producto de manera paralela. PTC Creo® es un programa que se enmarca dentro de la categoría de CAD/CAM/CAE y que compite junto con el resto de productos de este mercado. Por todo esto, PTC Creo® es el programa de modelado 3D que se utilizará a lo largo de todo el proyecto, desde los primeros croquis, pasando por planos, modelado y análisis matemático, ofreciendo una solución adecuada a las necesidades de este proyecto.

4. Diseño y montaje:

4.1. Diseño de las partes:

El diseño de las piezas se ha realizado con el programa mencionado en el capítulo 3, titulado software empleado, se ha utilizado la versión 2.0 de PTC Creo®, en particular los módulos Parametric y Simulate.

Aunque ya se han utilizado algunas imágenes de las piezas y conjuntos diseñados para explicar las partes de un bogie genérico, vamos a proceder a explicar en más detalle las piezas particularizadas al modelo de este proyecto.

Aunque el bogie está formado por muchas piezas, en el modelo de estudio, se ha realizado una simplificación por razones de procesado, modelando únicamente el chasis, el eje, la rueda, la caja de grasas y los muelles exteriores de la suspensión.

Las primeras piezas diseñadas fueron la rueda, Figura 36, y el eje, Figura 33, prestando especial atención en las medidas de unión, es decir, donde habrá contacto entre rueda y eje.

Una vez diseñados éstos, se procedió a diseñar la caja de grasas, Figura 32, siendo este conjunto una simplificación de la real. Se ha diseñado una pieza que cumpla la función de la caja de grasas real pero de un modo mucho más simple, ajustando su cavidad interior al contorno del eje. Las piezas que se han dejado de diseñar han sido las viletas estabilizadoras y simplificación de las formas generales de la caja de grasas, anulando uniones por bulones para tener un modelo limpio y simplificado.

Esta transmitirá la carga al eje.

Una vez diseñada la simplificación de la caja de grasas, se procede a dimensionar la suspensión por muelles helicoidales, Figura 35, con las dimensiones y propiedades suficientes para soportar las cargas de diseño, siendo el diseño una simulación del real en cuanto a dimensiones y propiedades.

La última pieza de diseño ha sido el chasis, Figura 34, otra de las piezas simplificadas, debido a la complejidad de ángulos, formas y perfiles, por el mismo motivo que la caja de grasas, se ha tenido que simplificar el modelo, pero aproximándolo lo más posible al modelo real de los planos. Lo que se ha dejado de modelar son soldaduras y muchas angulaciones se han reducido a una o dos para simplificar el procesamiento de la pieza por el equipo informático.

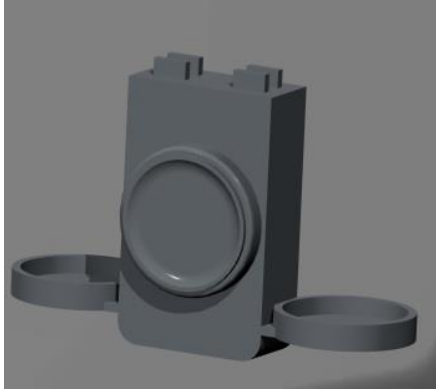


Figura 32: caja de grasas

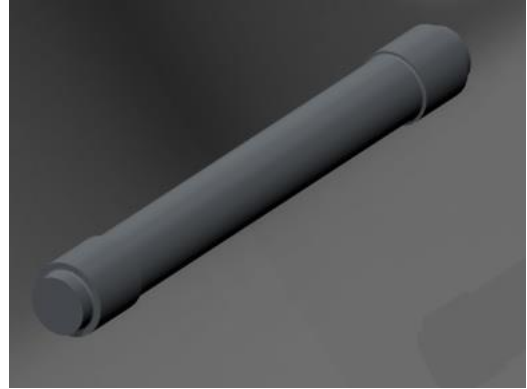


Figura 33: eje



Figura 34: chasis Y21



Figura 35: muelle



Figura 36: rueda

Como se ha dicho antes, las figuras 32, 33, 34, 35 y 36 son las partes modeladas, las cuales se emplearán en el análisis estático del modelo, empleando las simplificaciones referenciadas.

4.2. Montaje:

Una vez diseñadas todas las partes, de manera individual, se procede a los ensamblajes, que dividiremos en 5 pasos:

Paso 1:

El primer paso es el de unión entre la caja de grasas y la suspensión, que lo denominaremos conjunto 1, (ver Figura 37) realizándose la unión mediante contacto concéntrico y paralelo entre caras con distancia 0mm.

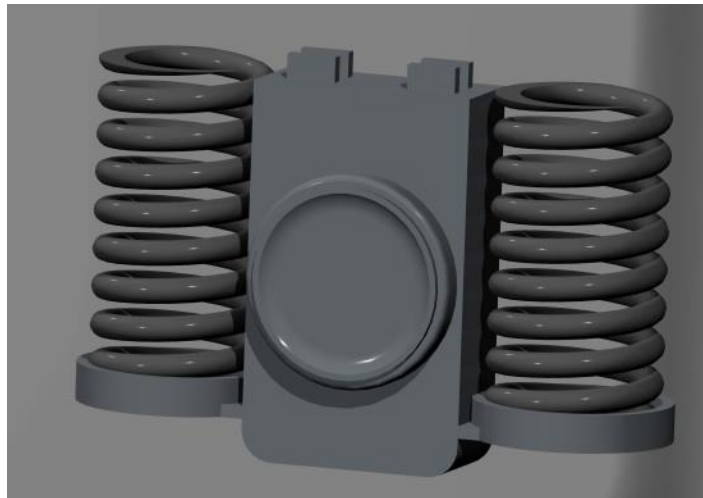


Figura 37: conjunto 1 compuesto por caja de grasas y muelles

Por bogie, el conjunto 1 tiene cuatro posiciones, dos por cada eje.

Paso 2:

En este paso, unimos el chasis con sus respectivos 4 conjuntos 1, (ver Figura 38), definiendo contactos paralelo con distancia 0mm y concéntrico.

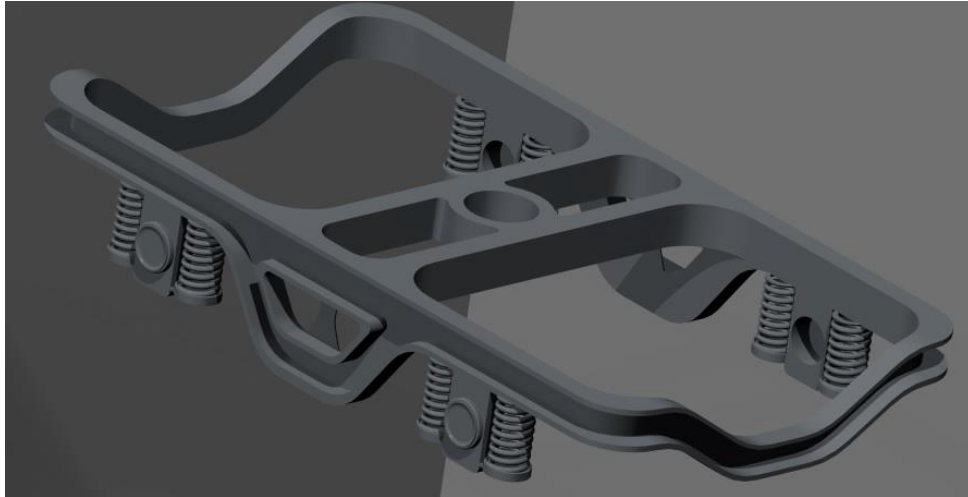


Figura 38: conjunto de chasis, cajas y muelles

Paso 3:

Una vez tenemos el conjunto de la figura 43, debemos proceder a la inserción de los ejes, estando sus extremos de apoyo dentro de las cajas de grasas, junto con la zona de contacto de las ruedas, (ver Figura 39), definiendo los contactos como en pasos anteriores.



Figura 39: chasis + conjunto 1 + ejes

Paso 4:

El último paso de montaje, es el de añadir las ruedas del bogie, ruedas que ya se analizaron en un apartado anterior, (ver Figura 40), definiendo los mismos contactos que en pasos anteriores.

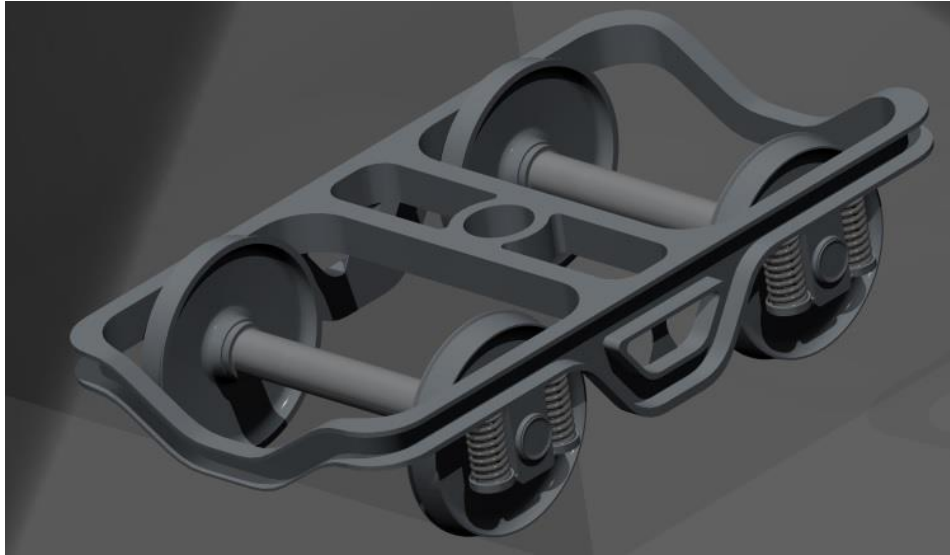


Figura 40: Conjunto final, bogie Y21

5. Análisis:

Una vez hemos modelado el conjunto con todas sus partes, nos disponemos a realizar los estudios necesarios para determinar la vida a fatiga. Primeramente realizaremos un estudio estático del modelo, hallando las tensiones y desplazamientos de los diversos nodos con las condiciones de uso de un eje de ferrocarril.

Comprobaremos que las tensiones resultantes no superen la resistencia máxima a tracción de la pieza con los análisis estáticos, además de poder conocer la distancia de desplazamiento en el caso de los ensayos con fisura para conocer el respiro de la misma.

Antes de iniciar ninguna simulación, el programa PTC Creo nos requiere que definamos un material, por supuesto este será acero, lo que nos falta por definir es el tipo de acero del que está fabricado nuestro eje.

- Introducción de un material en el programa de diseño y simulación:

El programa nos ofrece diversos tipos de material ya predefinidos, sin embargo, el tipo de acero utilizado para la construcción del eje (AISI 1080), no lo incluye en su librería por lo que procederemos a introducirlo en la librería introduciendo sus propiedades mecánicas.

El material propio de nuestro eje corresponderá a un acero de baja aleación con un acabado superficial pulido para reducir defectos superficiales del tipo AISI 1080 con las propiedades que se detallan en la tabla 5:

Limite elástico	Resistencia a tracción	Coefficiente de Poisson
350 MPa	625 MPa	0.28

Tabla 5: propiedades mecánicas del acero AISI 1080

Para la creación del material debemos conocer también las propiedades físicas de este a diferentes temperaturas, poniendo una temperatura máxima de 150° ya que será la temperatura máxima aproximada de trabajo:

Temperatura °C	Densidad kg/m ³	Exp. Térmica 10 ⁻⁶ /°C	Modulo elasticidad GPa	Conductividad térmica W/m°C
150	7825	12	195	40

Tabla 6: Propiedades físicas a 150°C

Para los análisis que vamos a realizar, cada eje soportará, además del peso del conjunto, una carga por eje de 4, 10 y 16 Tn, dividida en 2, una por rueda y caja de grasas.

No se debe olvidar la inserción de la fuerza de la gravedad, ya que ejerce su trabajo, aportando el peso de todo el conjunto, que se suma a las cargas aplicadas.

5.1. Carga 1, 4000 kilos por eje

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{4000}{2} \cdot 9.8 = 19600N = 19.6kN$$

Ecuación 23

Se toma la aplicación de la fuerza como un área para evitar datos o parámetros disonantes, consiguiendo una homogeneidad y progresividad en la propagación de tensiones muy cercana a la que sería en el modelo real.

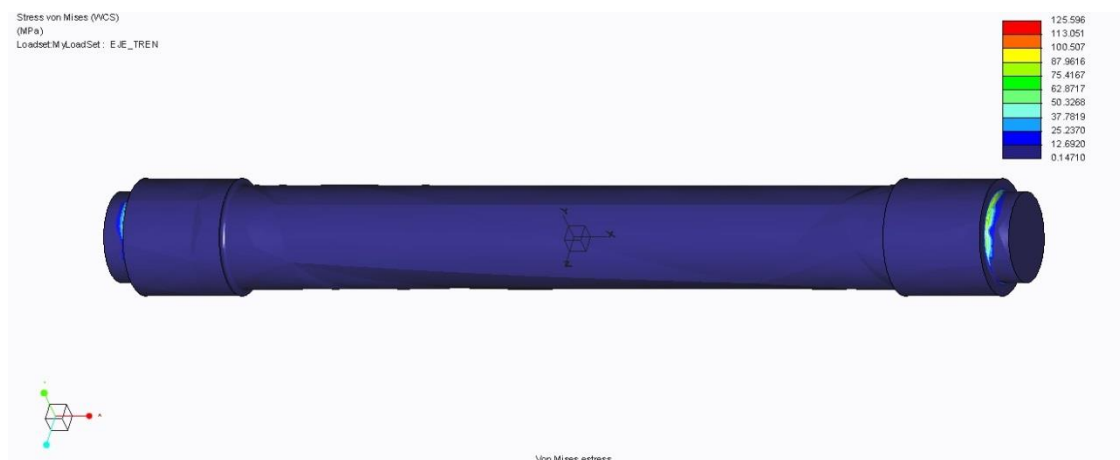


Figura 41: estado tensional eje en condiciones 5.1

En la Figura 41 se presenta el estado tensional del eje (Tensión von Mises) en las condiciones de carga mencionadas. Como era de prever, los lugares críticos aparecen en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión en el eje, contando que este primer ensayo es sin ningún tipo de fisura y con la carga mínima, aun así se pueden apreciar los puntos de máxima concentración de tensiones.

Los valores máximos de tensión no superan para nada los valores críticos de rotura, ni siquiera plastifican.

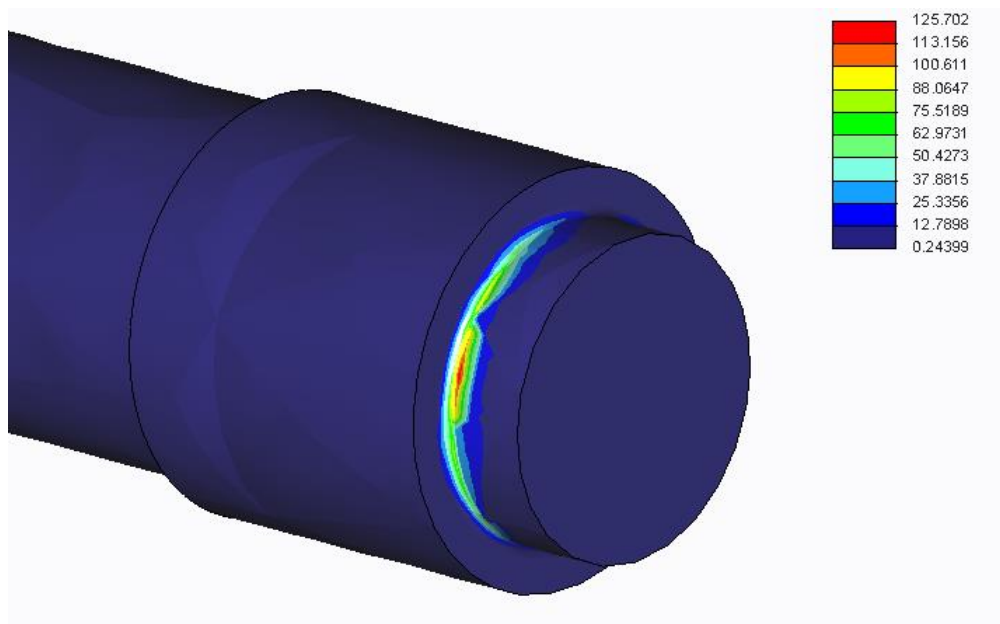


Figura 42: ampliación de la zona donde aparecen los valores máximos.

El baremo de tensiones que sufre el eje expresado en la leyenda, indica gráficamente el punto máximo de tensión, siendo un área muy reducida (ver figura 42).

El punto de máxima sollicitación a una carga de 39200N por eje es de 125.596 MPa siendo esta cantidad menor que el valor de límite elástico para este material (siendo este de 350 MPa) con esto se demuestra que el eje a dicha carga y sin fisuras no romperá ni deformará plásticamente, por lo que se puede afirmar que posee vida infinita, considerando como vida infinita un número de ciclos superior a 10^9 ciclos (valor obtenido de fuente exterior [ref: Larousse universal, tomo 14, edición 2006]).

5.2 Carga 2, 10000 kilos por eje

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{10000}{2} \cdot 9.8 = 49000N = 49kN$$

Ecuación 24

Como se ha hecho en el apartado 5.1, tomamos la aplicación de la fuerza como un área para evitar datos o parámetros disonantes, consiguiendo una homogeneidad y progresividad en la propagación de tensiones muy cercana a la que sería en el modelo real.



Figura 43: estado tensional eje en condiciones 5.2

Como en el apartado anterior, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 98000N por eje es de 125.733 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

5.3 Carga 3, 16000 kilos por eje

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{16000}{2} \cdot 9.8 = 78400N = 78.4kN$$

Ecuación 25

Como se ha hecho en los apartados anteriores, tomamos la aplicación de la fuerza como un área para evitar datos o parámetros disonantes, consiguiendo una homogeneidad y progresividad en la propagación de tensiones muy cercana a la que sería en el modelo real.

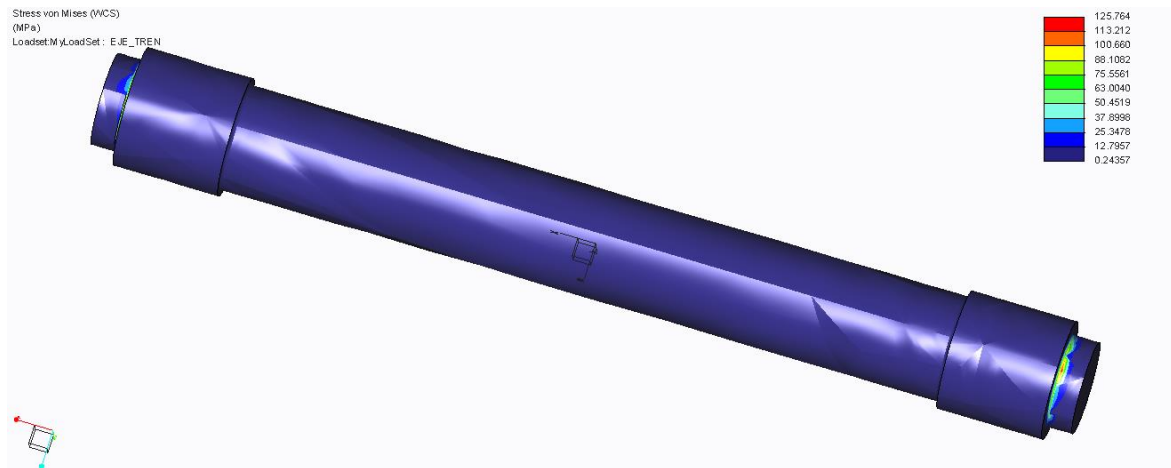


Figura 44: estado tensional eje en condiciones 5.3

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 156800N por eje es de 125.764 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

Nota*: En los apartados 5.1, 5.2 y 5.3 no se estudia el respiro al ser ensayos sin fractura.

A partir de ahora se le practicarán diversos cortes al eje, de 5, 10 y 15mm de profundidad simulando una fisura para identificar las consecuencias de esta en los ensayos estáticos de carga y además se analizará el tamaño de la abertura de la fisura.

Como se ha dicho anteriormente, el proyecto gira en torno al análisis estático que se realizará al conjunto bogie bajo los efectos de carga y de una fisura de diferentes niveles de profundidad, realizados con una herramienta de corte de marca “Bellota”, utilizando un disco de corte estándar de diámetro 230mm y espesor 1mm. Esta herramienta ha sido la utilizada en el sistema real para la realización de dichas fisuras. En la figura 45 se presenta la imagen de la herramienta con sus características geométricas.



► Discos de corte INOX-METAL

REF.	€	6 41 4299	g	A mm	B mm	+	
50301-115	1,39	600711	25 68	115	22,2	3	A 24 R - BF
50301-125	1,49	600728	25 80	125	22,2	3	A 24 R - BF
50301-150	1,81	302721	25 115	150	22,2	3	A 24 R - BF
50301-180	1,91	600735	25 165	180	22,2	3	A 24 R - BF
50301-230	2,78	600742	25 282	230	22,2	3	A 24 R - BF

Figura 45: tabla de referencia de disco de corte marca bellota

En la figura 45, se ve una tabla de especificaciones de compra, con datos como el diámetro, el espesor de junta, peso y referencia, cortando metal, que es lo requerido.

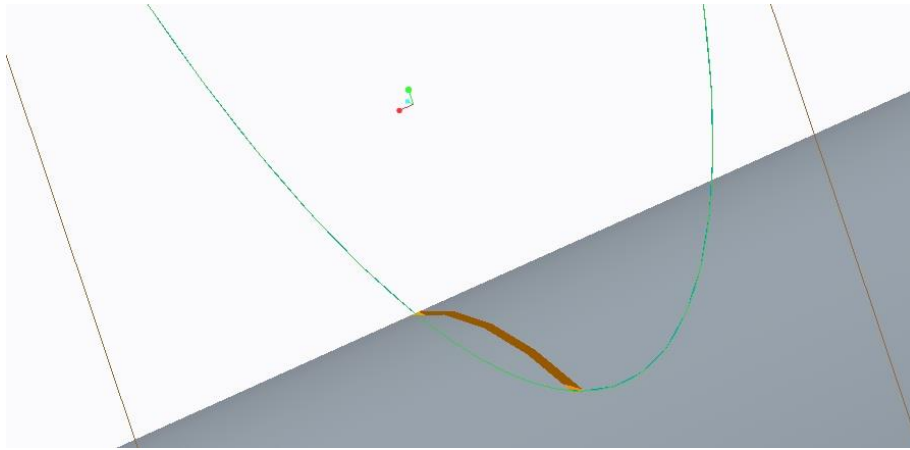


Figura 46: simulación del corte realizado con el disco de 230mm

En la figura 46 se ve una simulación del corte que se le realiza con la máquina herramienta de corte y en la Figura 47 los modelos de fisuras resultantes que se van a analizar.



Figura 47: fisuras de 5mm, 10mm y 15mm de profundidad

5.4 Carga 1, 4000 kilos por eje, fisura de 5mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{4000}{2} \cdot 9.8 = 19600N = 19.6kN$$

Ecuación 26

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 5mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

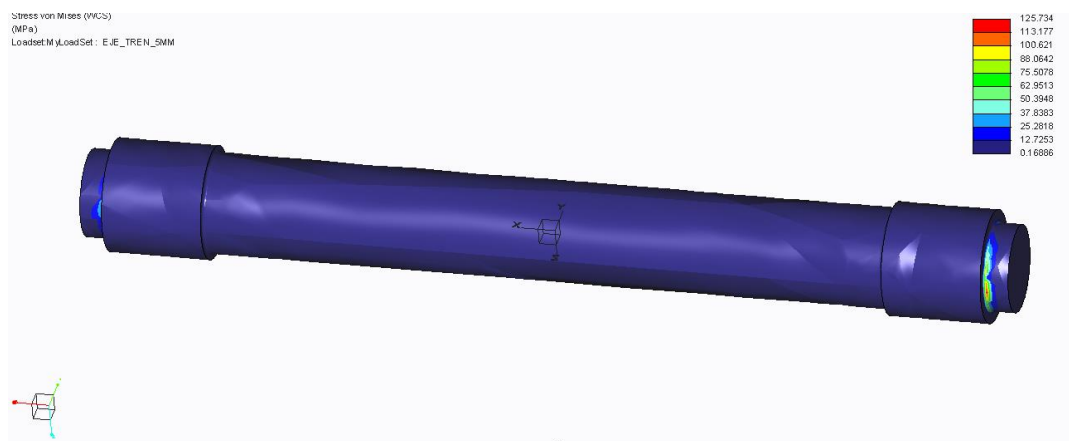


Figura 48: estado tensional eje en condiciones 5.4

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 39200N por eje es de 125.734 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El respiro es el proceso de apertura y cierre de la grieta que sufre cuando el eje está girando. Cuando esta se encuentra en la parte superior (en la dirección de la carga y en sentido contrario) la grieta tiene una apertura máxima, mientras que, cuando la grieta está en la parte inferior se produce un cierre completo y ambas caras de la grieta sufren una compresión.

El desplazamiento, o la flecha, que sufre el eje, existe siempre, con fisura o sin ella, debido a que toda la carga que sufre el bogie se reparte hacia el eje a través de las cajas de grasa. Aunque no hemos tenido en cuenta el desplazamiento en los ensayos sin fisura, en los que se realicen con fisura si se estudiará, por lo que para explicar el respiro nos basaremos en el desplazamiento del eje en su punto medio, punto donde se encuentra la fisura.

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 39200N es de 1.91404mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

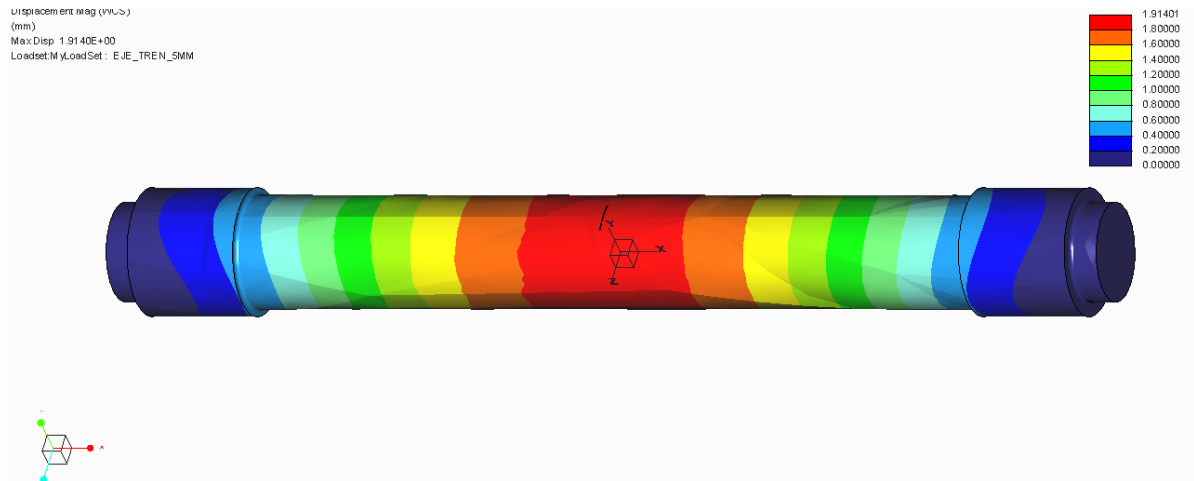


Figura 49: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.91404mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.91404mm.

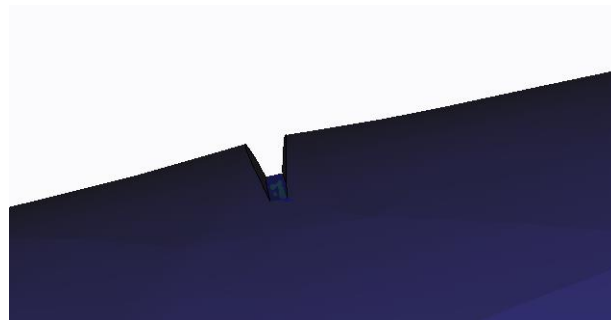


Figura 50: abertura de la fisura

5.5 Carga 2, 10000 kilos por eje, fisura de 5mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{10000}{2} \cdot 9.8 = 49000N = 49kN$$

Ecuación 27

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 5mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

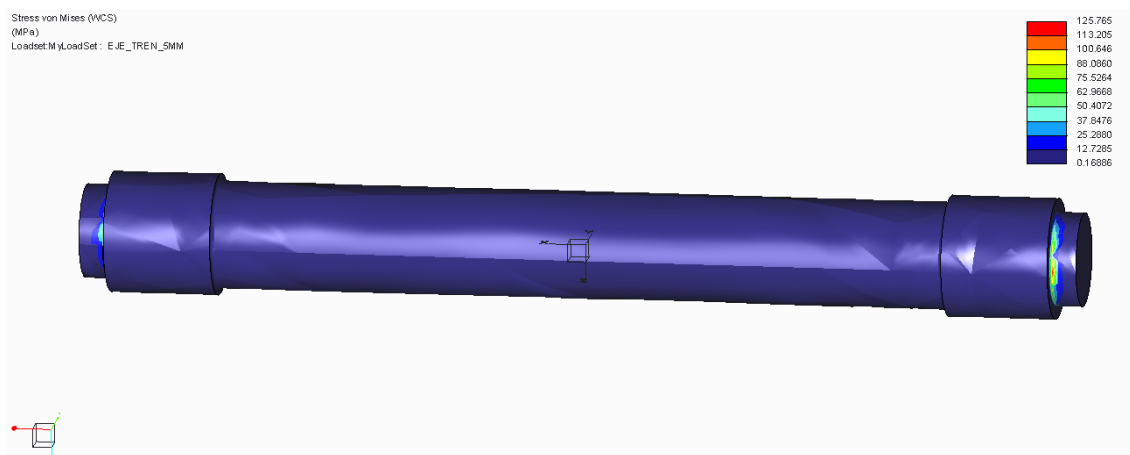


Figura 51: estado tensional eje en condiciones 5.5

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 98000N por eje es de 125.765 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 98000N es de 1.91424mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

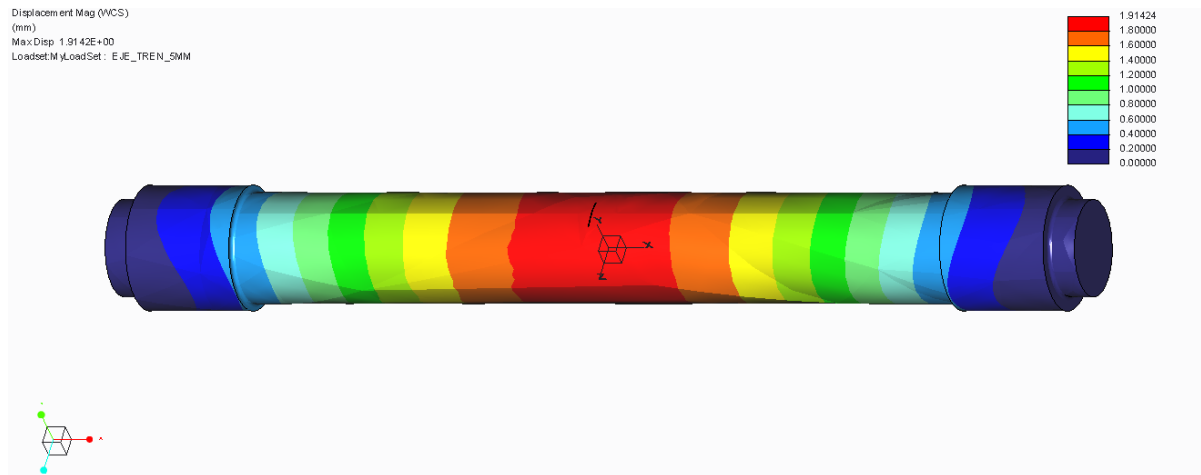


Figura 52: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.91424mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.91424mm.

5.6 Carga 3, 16000 kilos por eje, fisura de 5mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{16000}{2} \cdot 9.8 = 78400N = 78.4kN$$

Ecuación 28

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 5mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

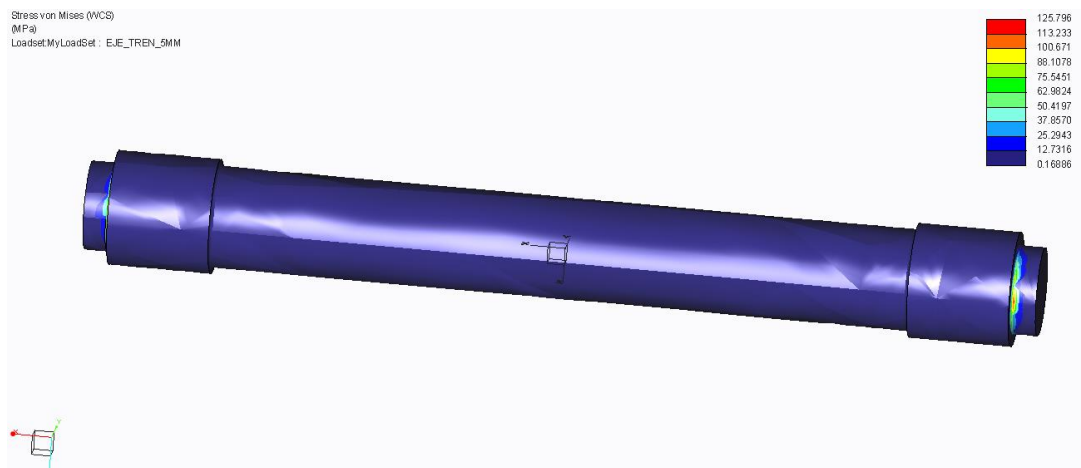


Figura 53: estado tensional eje en condiciones 5.6

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 156800N por eje es de 125.796 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 156800N es de 1.91446mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

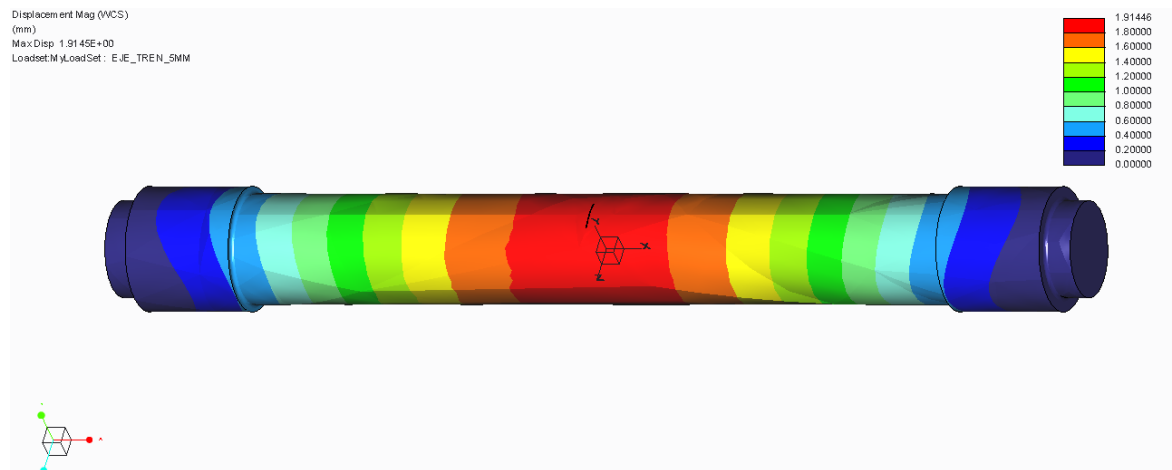


Figura 54: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.91446mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.91446mm.

5.7 Carga 1, 4000 kilos por eje, fisura de 10mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{4000}{2} \cdot 9.8 = 19600N = 19.6kN$$

Ecuación 29

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 10mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

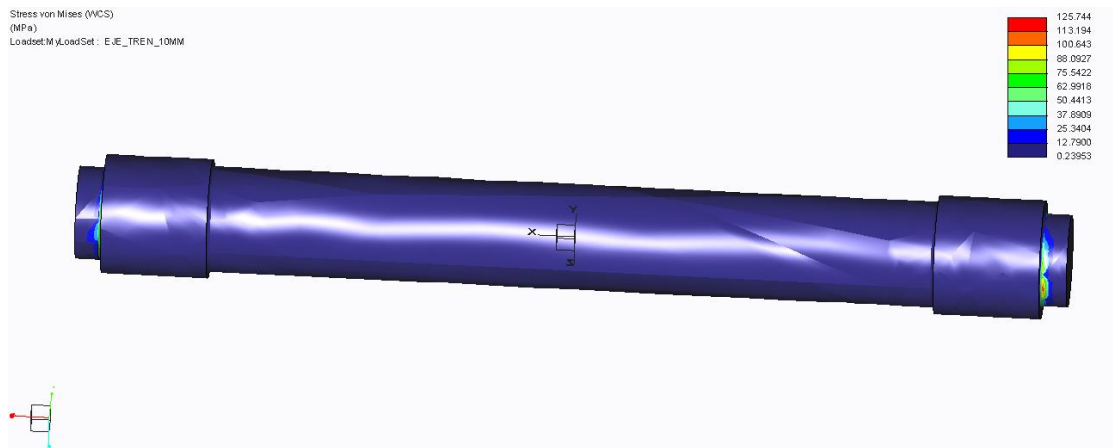


Figura 55: estado tensional eje en condiciones 5.7

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 39200N por eje es de 125.744 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 39200N es de 1.92102mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

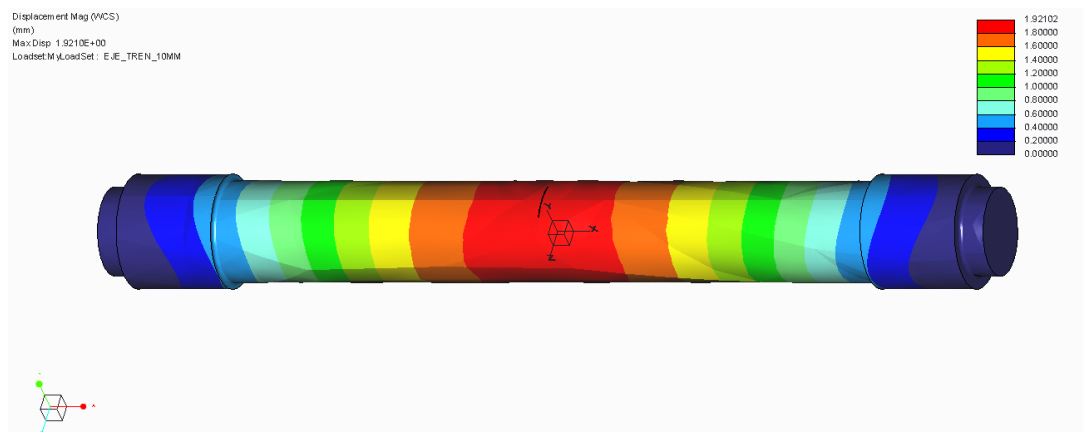


Figura 56: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.92102mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.92102mm.

5.8 Carga 2, 10000 kilos por eje, fisura de 10mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{10000}{2} \cdot 9.8 = 49000N = 49kN$$

Ecuación 30

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 10mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

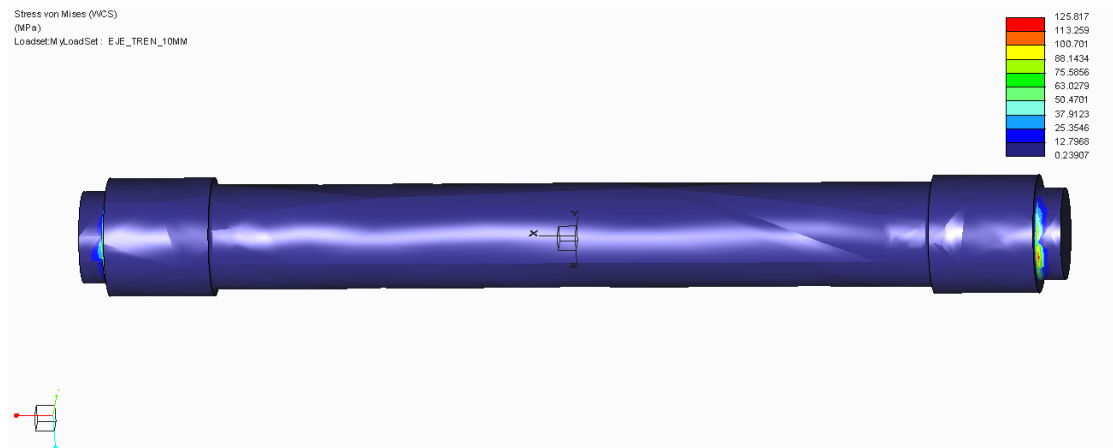


Figura 57: estado tensional eje en condiciones 5.8

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 98000N por eje es de 125.817 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 98000N es de 1.92155mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

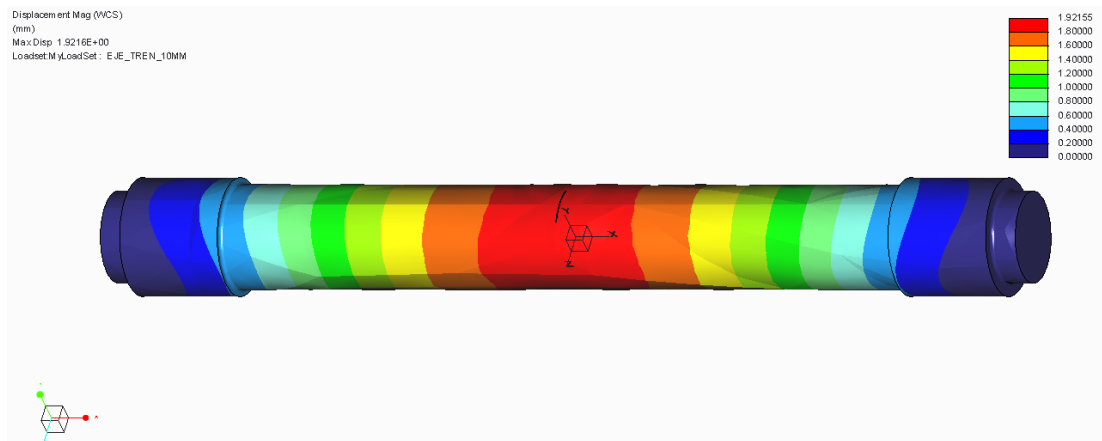


Figura 58: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.92155mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.92155mm.

5.9 Carga 3, 16000 kilos por eje, fisura de 10mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{16000}{2} \cdot 9.8 = 78400N = 78.4kN$$

Ecuación 31

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 10mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

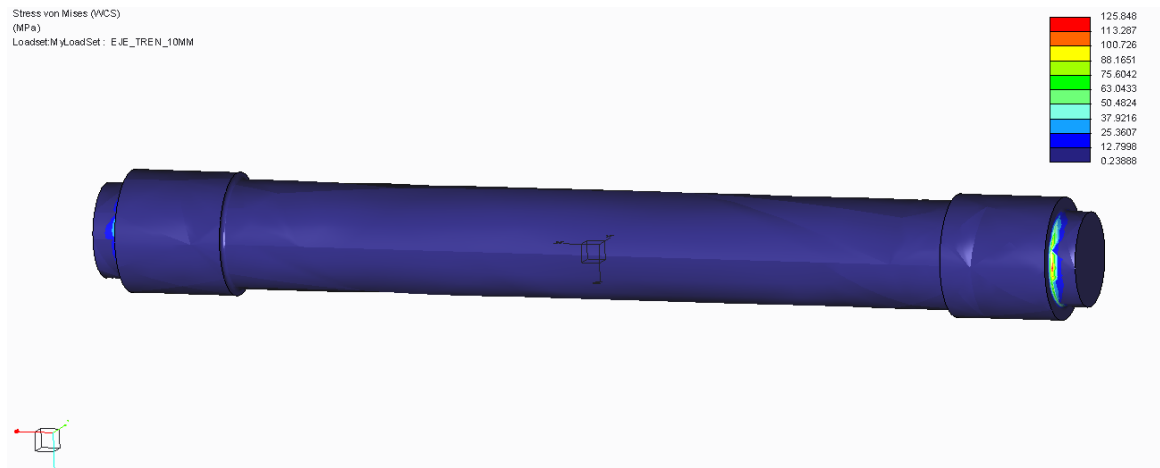


Figura 59: estado tensional eje en condiciones 5.9

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 156800N por eje es de 125.848 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 156800N es de 1.92178mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

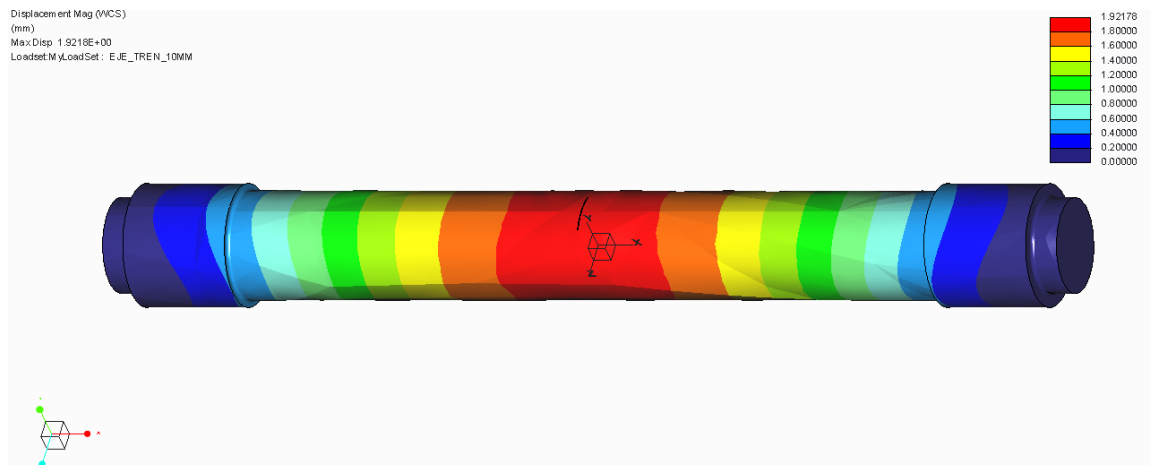


Figura 60: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.92178mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.92178mm.

5.10 Carga 1, 4000 kilos por eje, fisura de 15mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{4000}{2} \cdot 9.8 = 19600N = 19.6kN$$

Ecuación 32

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 15mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

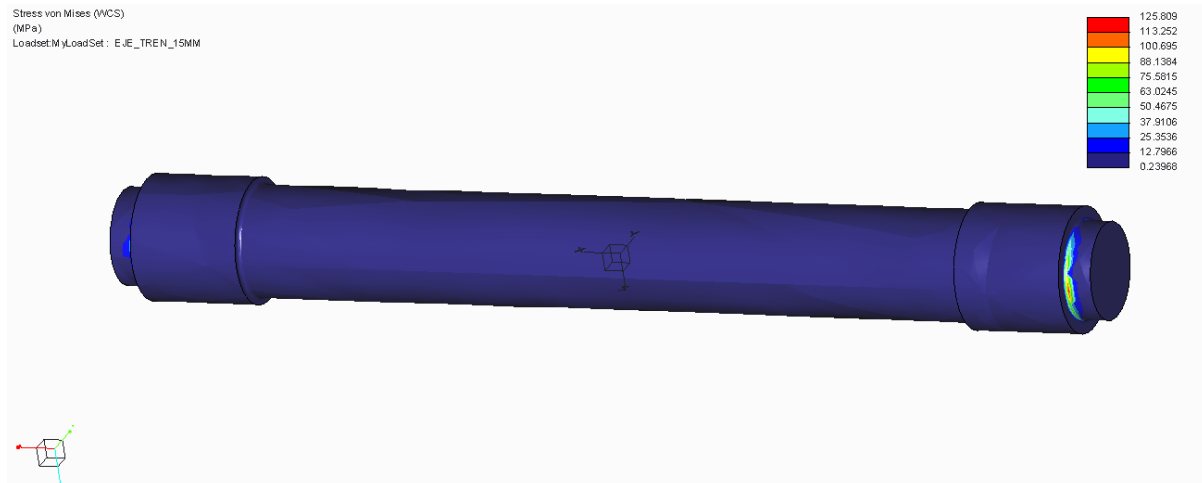


Figura 61: estado tensional eje en condiciones 5.10

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 39200N por eje es de 125.809 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 39200N es de 1.92918mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

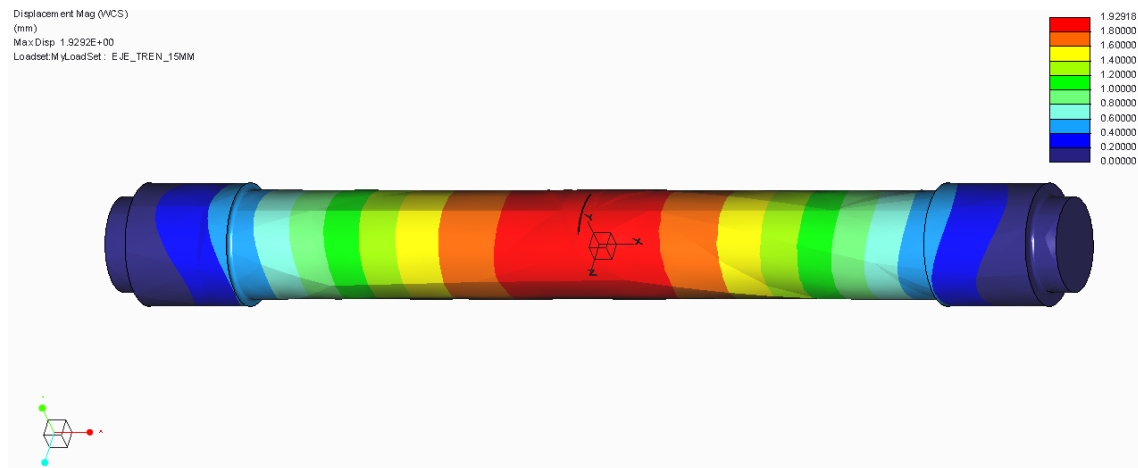


Figura 62: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.92918mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.92918mm.

5.11 Carga 2, 10000 kilos por eje, fisura de 15mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{10000}{2} \cdot 9.8 = 49000N = 49kN$$

Ecuación 33

La carga que se aplica, sigue el mismo modo que en los apartados anteriores.

En este caso, el eje posee una fisura de 15mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

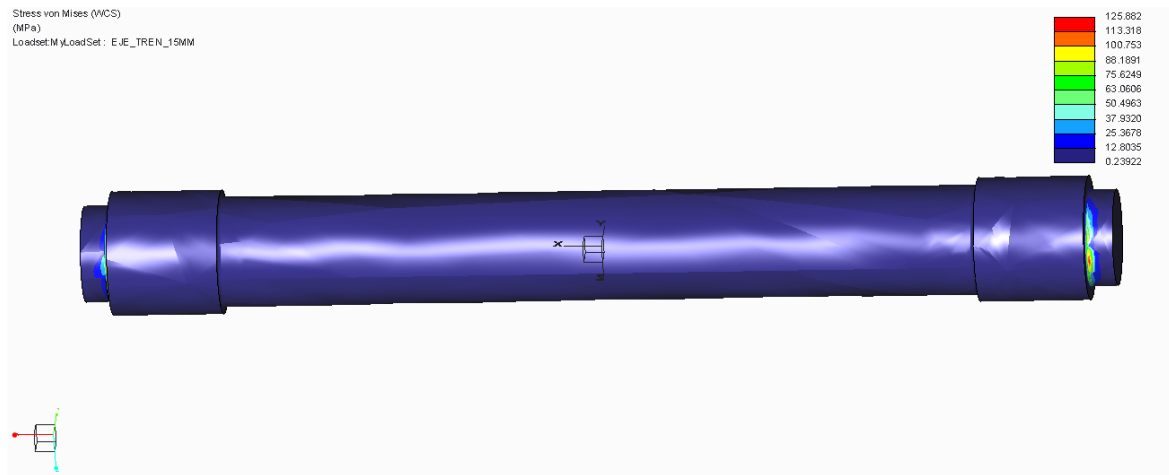


Figura 63: estado tensional eje en condiciones 5.11

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 98000N por eje es de 125.882 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 98000N es de 1.92971mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

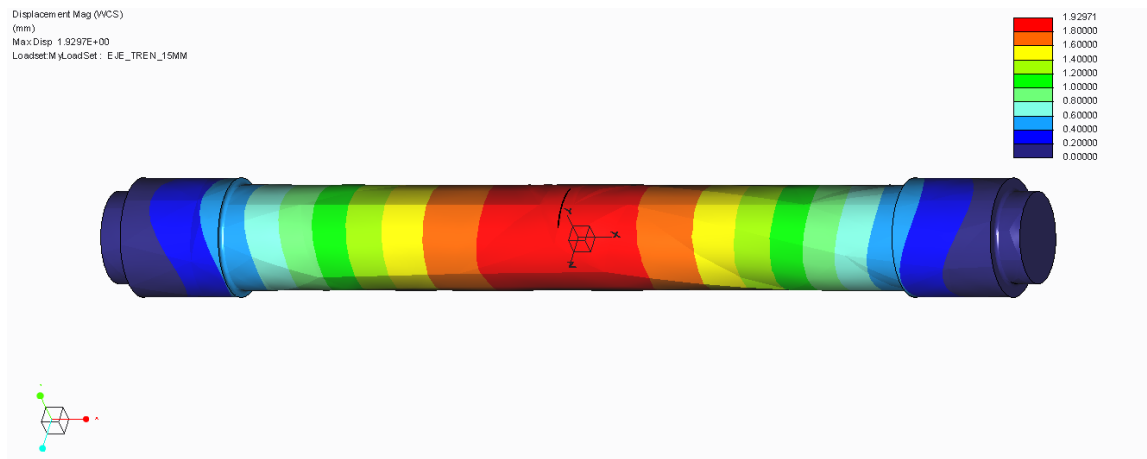


Figura 64: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.92971mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.92971mm.

5.12 Carga 3, 16000 kilos por eje, fisura de 15mm

→ Análisis estático

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{q}{2} \cdot g = \frac{16000}{2} \cdot 9.8 = 78400N = 78.4kN$$

Ecuación 34

Como se ha hecho en los apartados anteriores, tomamos la aplicación de la fuerza como un área para evitar datos o parámetros disonantes, consiguiendo una homogeneidad y progresividad en la propagación de tensiones muy cercana a la que sería en el modelo real.

En este caso, el eje posee una fisura de 15mm de profundidad, por ello los resultados a misma carga serán diferentes.

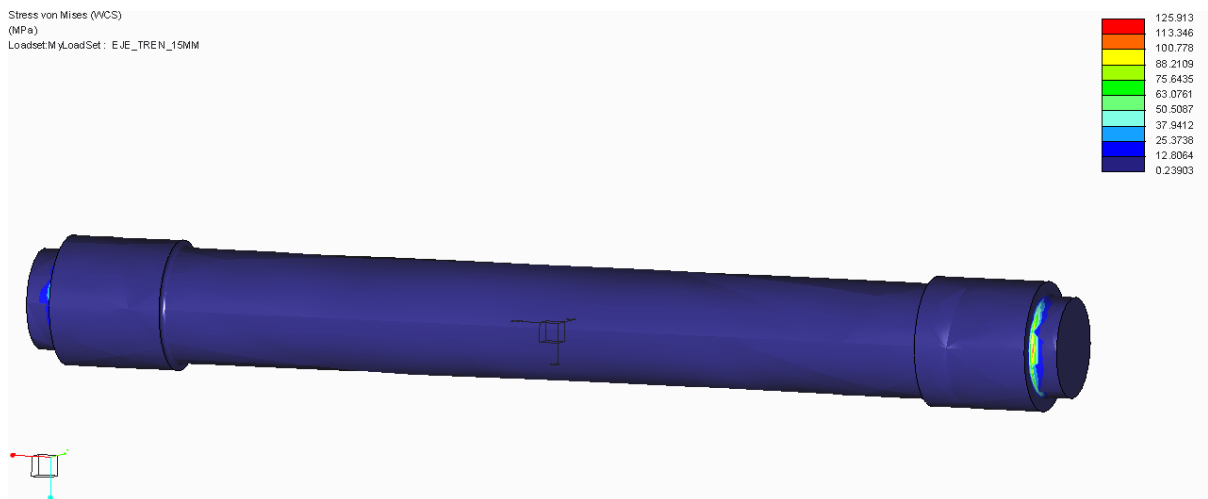


Figura 65: estado tensional eje en condiciones 5.12

Como en apartados anteriores, los lugares críticos se darían en los cambios de sección, originando los puntos de máxima tensión pero sin superar la tensión crítica.

El punto de máxima sollicitación a una carga de 156800N por eje es de 125.913 MPa siendo esta cantidad menor que el límite elástico para este material (350 MPa).

→ Respiro de la fisura

El desplazamiento que sufre el centro del eje a una carga total por eje de 156800N es de 1.92994mm, deformando el eje de la manera que representa el siguiente ensayo:

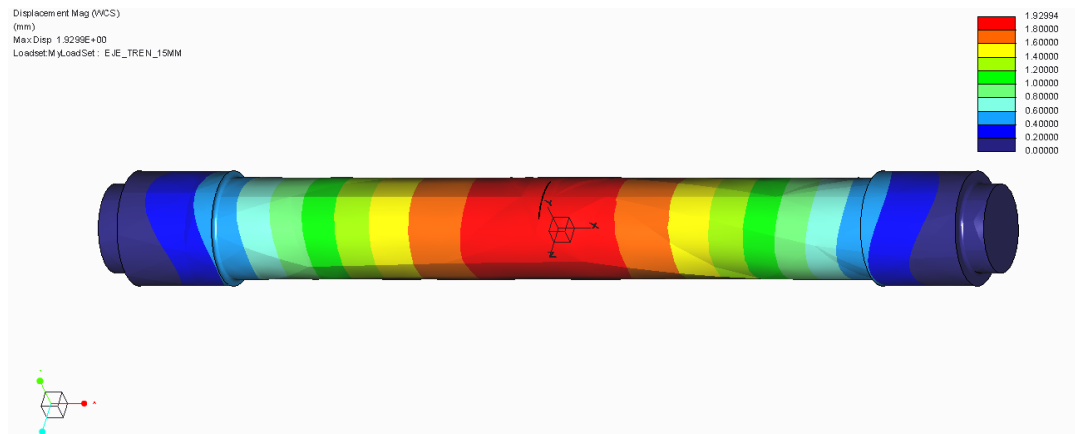


Figura 66: estado de desplazamientos de eje

La distancia entre caras en reposo es de 1mm, por lo que su distancia actual es de 1.92994mm, dando esto una distancia máxima de apertura de 0.92994mm.

6. Conclusiones:

A lo largo de todo el proyecto, se ha podido comprobar como el eje es capaz de soportar las solicitaciones para las cuales está diseñado de manera sobresaliente, incluso con fisuras de hasta 15mm de profundidad y cargas de 16 toneladas por eje.

La seguridad con la que opera cada uno de los ejes del bogie en el estudio estático se encuentra cerca de un factor 2, por lo que sería necesario que las solicitaciones en un eje determinado se doblaran durante un número de ciclos bastante prolongado como para que el eje fallase.

También se ha estudiado en los casos de eje fisurado y el respiro que posee la fisura, siendo como se ha indicado con anterioridad la separación máxima que sufren las caras de la fisura en su punto más lejano.

Siendo q1: 4000kg, q2: 10000kg y q3: 16000kg, en la tabla 7 podemos ver cada tensión máxima, sin fisura y con cada una de la profundidad de fisuras, denotando que todas las tensiones máximas son menores del límite elástico, por lo que la conclusión de que va a resistir vida infinita es acertada.

	Tensión (MPa)		
	q1	q2	q3
sin fisura	125,596	125,733	125,764
5mm	125,734	125,765	125,796
10mm	125,744	125,817	125,848
15mm	125,809	125,882	125,913

Tabla 7: tabla de tensiones bajo cargas

Otro modo de representarlo a nivel ilustrativo de la evolución de la tensión que sufre el eje con forme se le aumenta la carga aumentando lógicamente la tensión, siempre sin superar la tensión limite, representándose estas en MPa (ver figura 67).

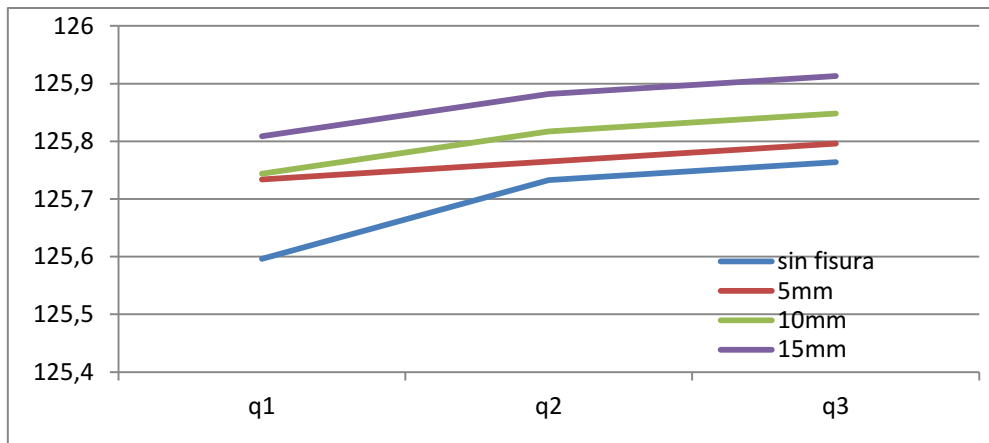


Figura 67: grafica de evolución de tensión máxima

La conclusión respecto al respiro es muy similar a la del ensayo estático, manteniendo la relación de crecimiento entre los datos, tanto numéricamente como gráficamente lo podemos comprobar en la tabla 8 y el la figura 68.

	Desplazamiento (mm)		
	q1	q2	q3
sin fisura	-	-	-
5mm	0,91404	0,91424	0,91446
10mm	0,92102	0,92155	0,92178
15mm	0,92918	0,92971	0,92994

Tabla 8: tabla de desplazamientos bajo cargas

Con esta segunda forma de representación se ve, aunque mínimamente la evolución del respiro, estando los valores en mm.

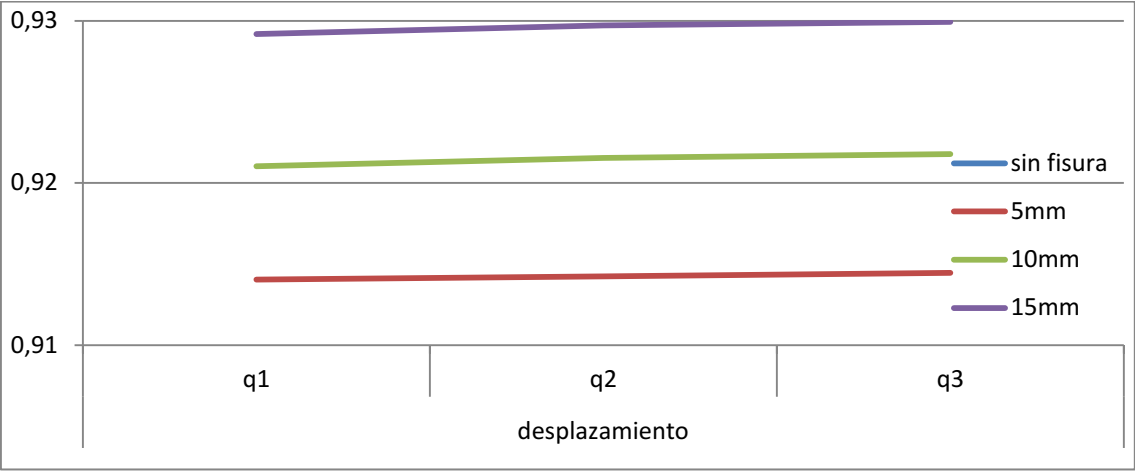


Figura 68: grafica de evolución de desplazamiento o respiro de fisura

7. Anexos:

En la sección de anexos se van a incluir los planos de todas las piezas singlares que se han diseñado para la resolución simplificada de este modelado.

7.1 Planos:

7.1.1 Plano rueda

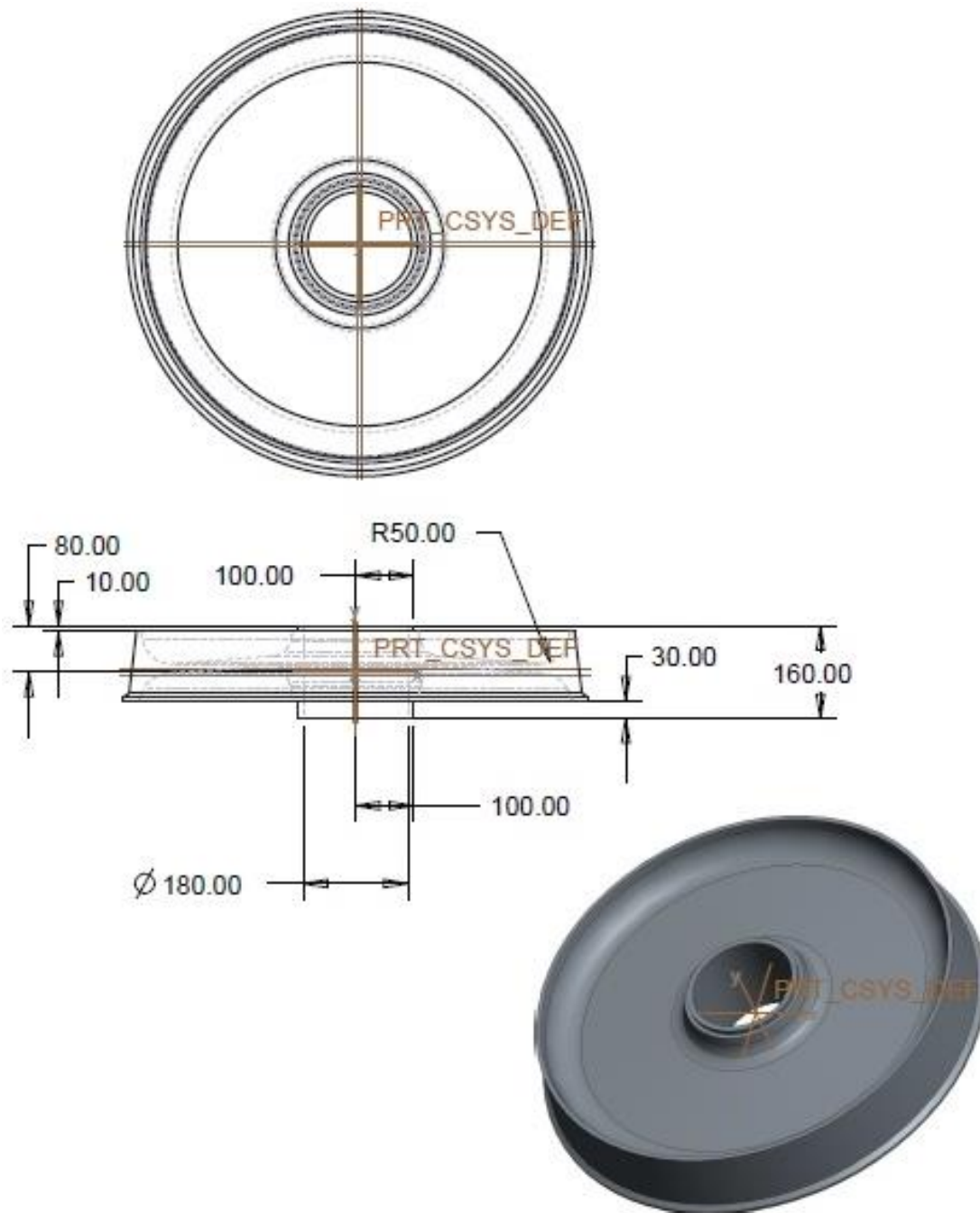


Figura 69: plano rueda

7.1.2 Plano eje

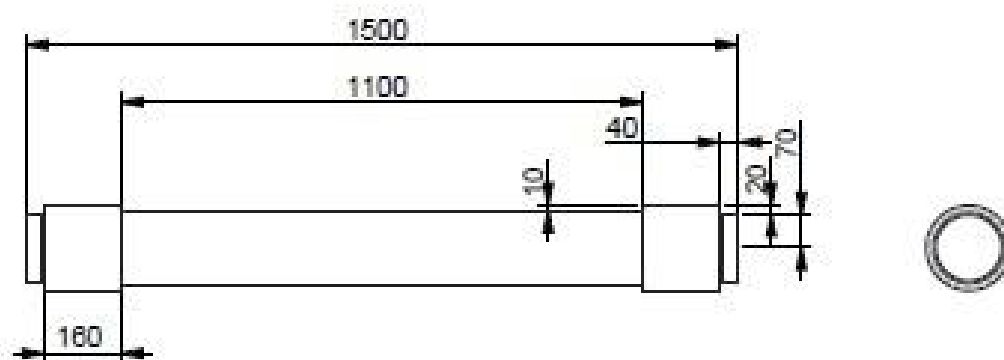


Figura 70: plano eje

7.1.3 Plano caja de grasas simplificada

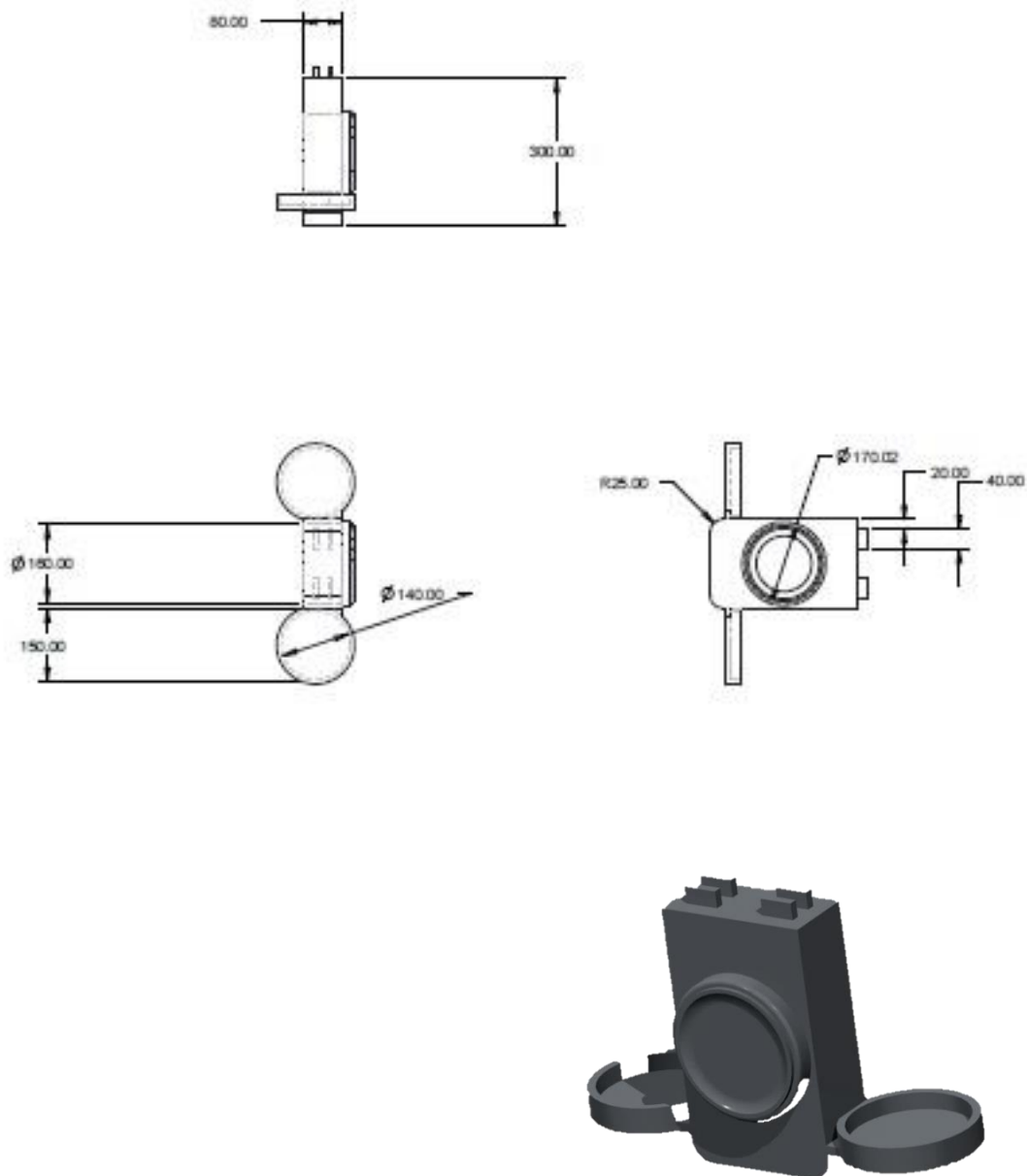


Figura 71: plano caja de grasas

7.1.4 Plano muelle helicoidal

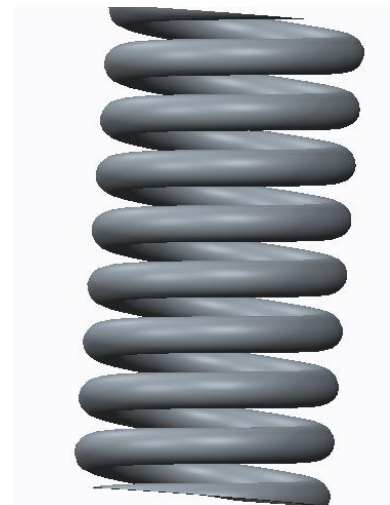
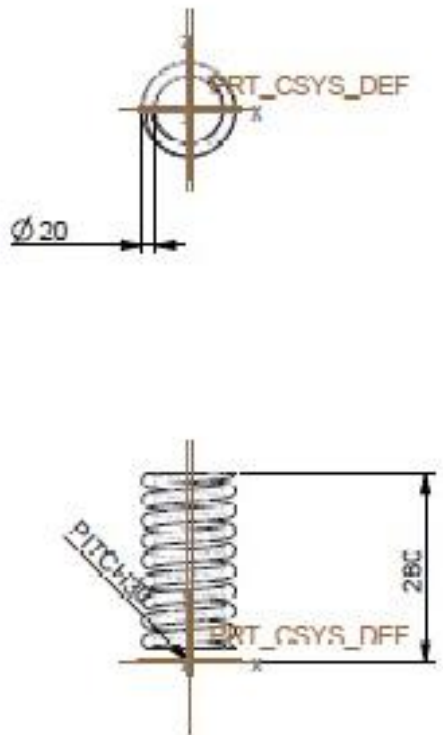


Figura 72: plano muelle

7.1.5 Plano chasis bogie Y21

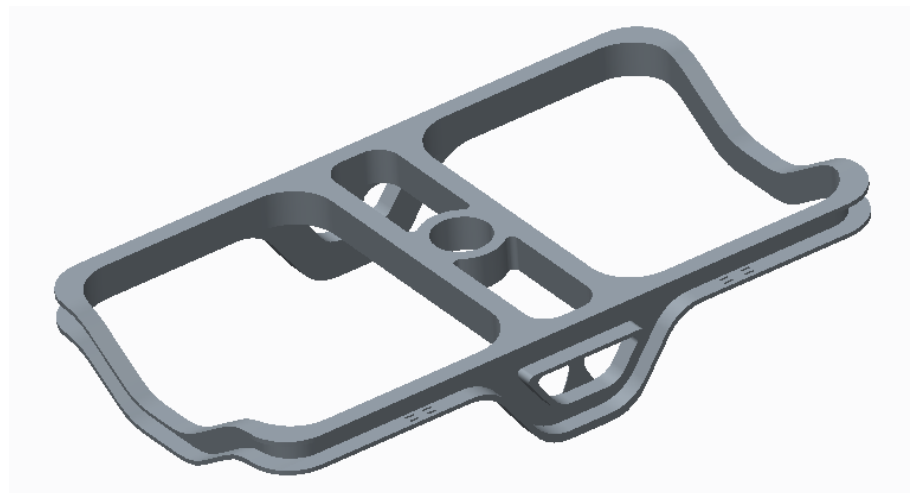
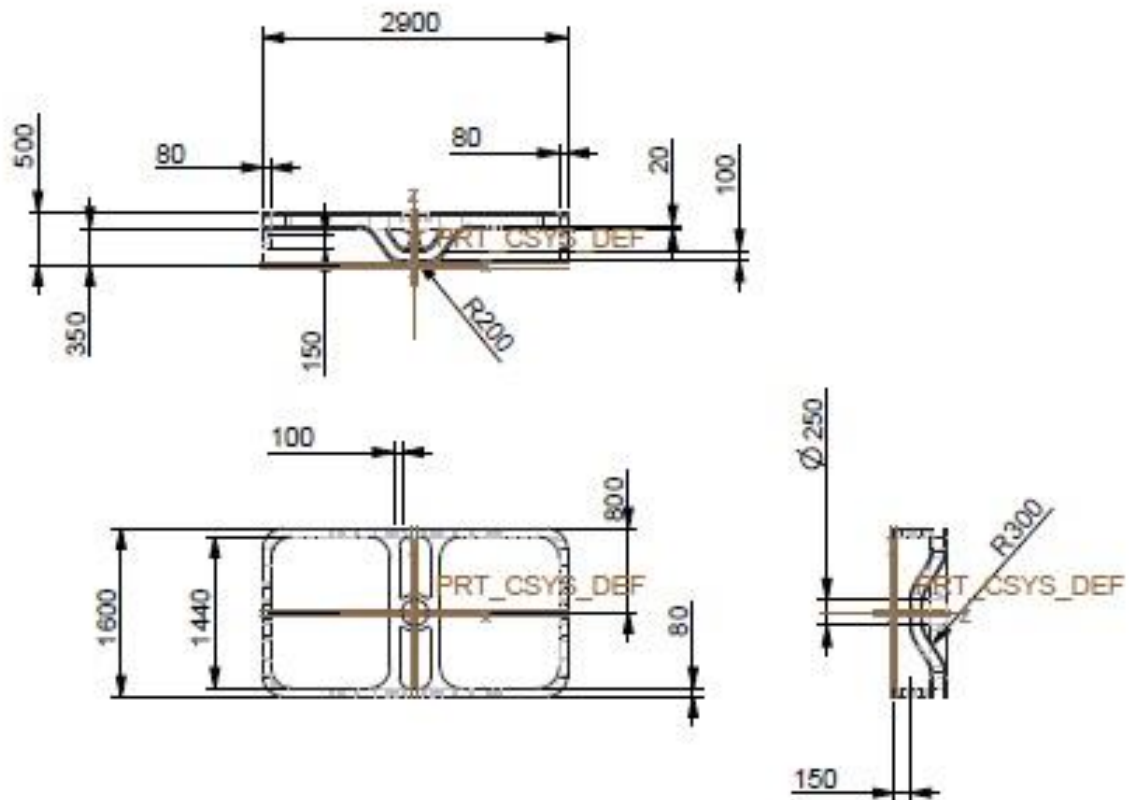


Figura 73: plano chasis

8. Referencias y bibliografía:

→ Libros:

- Julio Álvarez Rodríguez: Ingeniería ferroviaria, 2ª Edición, Editorial Juan de la Cuesta, 2010.
- Antonio Martín Meizoso: Mecánica de la fractura, 1ª Edición, editorial Tecnum, 1999.
- Smith, Hashemi: "Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales", 4ª Edición, Mcgraw-Hill, 1998.

→ Proyectos fin de carrera:

- Alfonso Zamora Abad, Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril, departamento de mecánica, UC3M, 2010.
- Alicia Monserrat Peralta, Mecánica de la fractura y fractografía, Universidad de la Rioja, 2010.
- Juan Marín, Diseño de árboles y ejes a fatiga.
- Eva Marco, Análisis a fatiga de un eje ferroviario con ProEngineer.
- Elia Ruiz Sandoval, Análisis y metodología de ensayo de seguridad, confort y condiciones de carga de material móvil ferroviario remolcado, 2008.

→ Bibliografía web:

- Patentados.com, <http://patentados.com/patente/bogie-baja-altura-construccion-vehiculos-ferroviarios-suelo/> (septiembre 2015)
- Railway Technical Web Pages, <http://www.railway-technical.com/bogie1.shtml> (septiembre 2015)
- Gitel unizar, [http://gitel.unizar.es/contenidos/cursos/FTE/Web_Ferrocarriles/LOCOMOTORAS\(Parte_mecanica\).html](http://gitel.unizar.es/contenidos/cursos/FTE/Web_Ferrocarriles/LOCOMOTORAS(Parte_mecanica).html) (septiembre 2015)
- Patentados, <http://patentados.com/patente/bogie-vehiculos-ferroviarios-ruedas-distancia-variable/> (septiembre 2015)
- Ferropedia, <http://www.ferropedia.es/wiki/Bogie> (septiembre 2015)
- Mentecuriosas, <http://mentecuriosas.es/un-tren-visto-desde-abajo-los-bogies-son-lo-principal/> (septiembre 2015)
- Ferroamigos, <http://ferroamigos.blogspot.com.es/2008/02/acerca-de-los-los-bogies.html> (septiembre 2015)

- Renfe, http://www.renfe.com/empresa/mercancias/multi/pdf/multi_tolvas.pdf (septiembre 2015)
- Unlp, <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Fatiga.pdf> (septiembre 2015)
- Slideplayer 3D, <http://slideplayer.es/slide/1116933/> (septiembre 2015)
- Proengineer, <http://www.proengineer.com/> (septiembre 2015)
- Proengineer, <http://es.ptc.com/about/history> (septiembre 2015)
- Slideshare, <http://es.slideshare.net/josemedinabarros/fatiga-del-material> (septiembre 2015)
- Sitio web oficial bellota, <http://www.bellota.com/ES/es/herramientas-de-mano/sala-de-prensa/material-grafico/> (septiembre 2015)
- Upct, <http://repositorio.bib.upct.es/dspace/bitstream/10317/1985/1/pfc4099.pdf> (septiembre 2015)
- GSE, http://www.gerdau.es/archivos/descargas/Catalogo_GSE_Castellano_Jul12_2013_10_01_11_20_51.pdf (septiembre 2015)
- Servicio industrial SA, <http://sis1.com.mx/pdf/Aceros%20SISA%20Tabla%20de%20Aceros%20SAE%20AISI%20Servicio%20Industrial%20S.A.%20de%20C.V..pdf> (septiembre 2015)

→ Artículos ingenieriles:

- Luis A. de Vedia y Hernán Svoboda, Artículo "Fatiga", Ensayos Industriales, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2002.
- Edgar Espejo Mora y Juan Carlos Martínez, "Modos de Falla comunes en ejes", departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica Universidad de Colombia, 2008.